LA RÉGULATION DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES EN CLIMATISATION DE BÂTIMENTS

FASCICULE TECHNIQUE









LA RÉGULATION DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES EN CLIMATISATION DE BÂTIMENTS

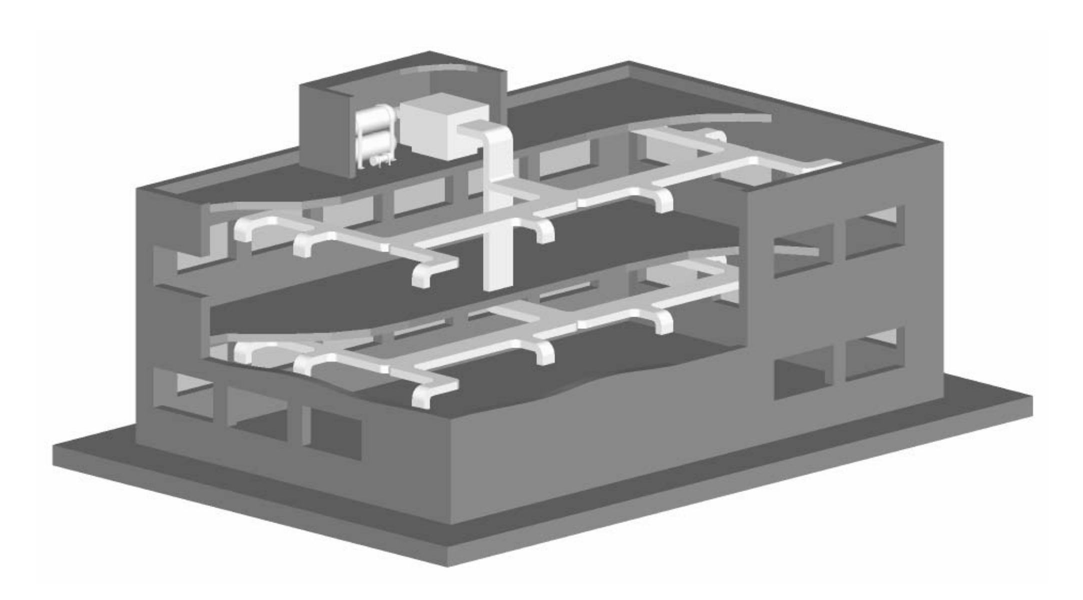
1. FONCTIONNEMENT D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE DE CLIMATISATION

1.1 L'installation frigorifique, vue de l'extérieur.

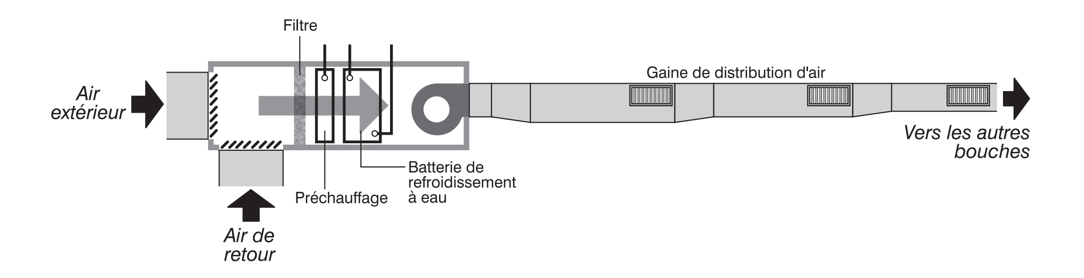
Dans les installations de climatisation, la machine frigorifique permet d'évacuer vers l'extérieur la chaleur excédentaire des locaux.

En pratique, elle prépare de l'air froid ou de l'eau froide qui viendront compenser les apports de chaleur du soleil, des équipements de bureautique, des occupants,... de telle sorte que le bilan chaud-froid soit à l'équilibre et que la température de consigne soit maintenue dans les locaux.

La technique la plus simple consiste à préparer de l'air froid qui sera diffusé via des gaines de distribution.



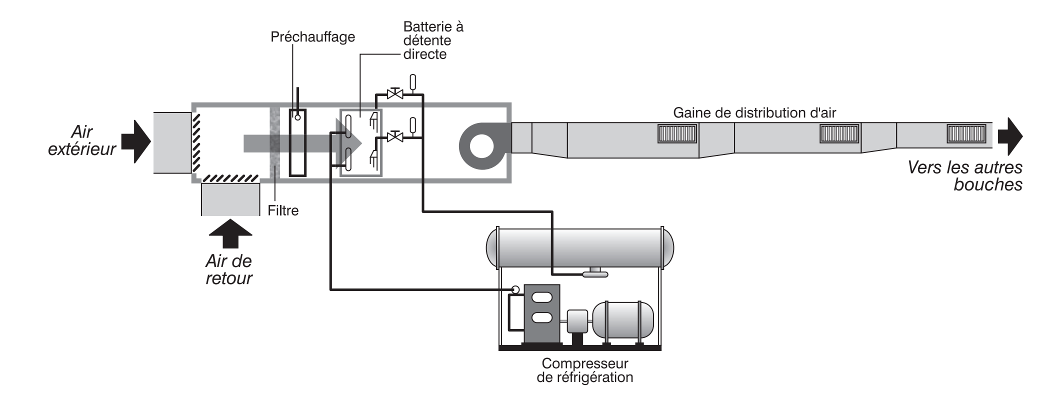
distribution de l'air froid dans le bâtiment



traitement de l'air dans des caissons de climatisation

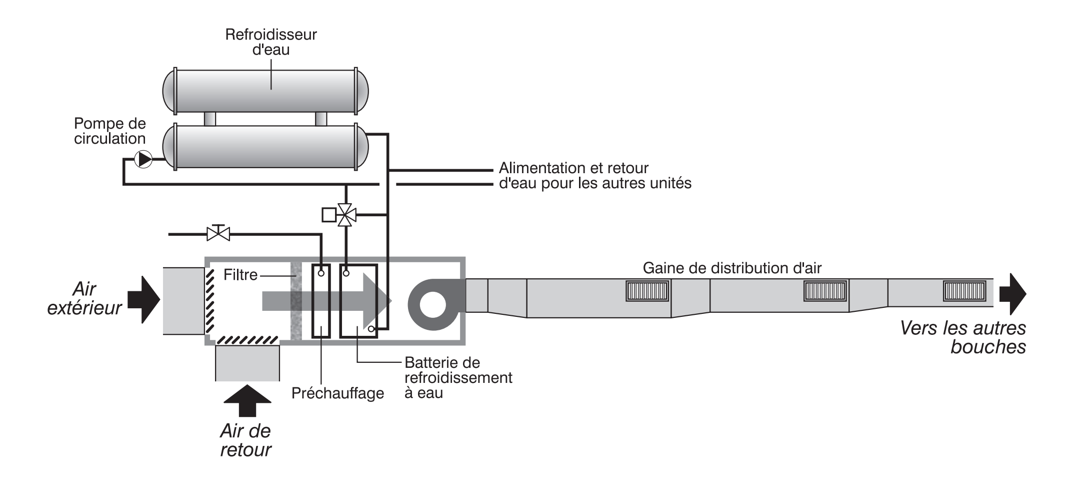
Pour le groupe frigorifique, on distingue **deux modes principaux d'action :**

- soit le fluide frigorigène refroidit l'air en passant directement dans la batterie de refroidissement : on parle de "système à détente directe" parce que l'évaporateur de la machine frigorifique prend la place de la batterie de froid dans le caisson de climatisation.



réfrigération "à détente directe"

- soit l'installation frigorifique prépare de l'eau froide à ...6°C... (généralement appelée "eau glacée"), eau qui alimentera la batterie de refroidissement du caisson de traitement d'air.



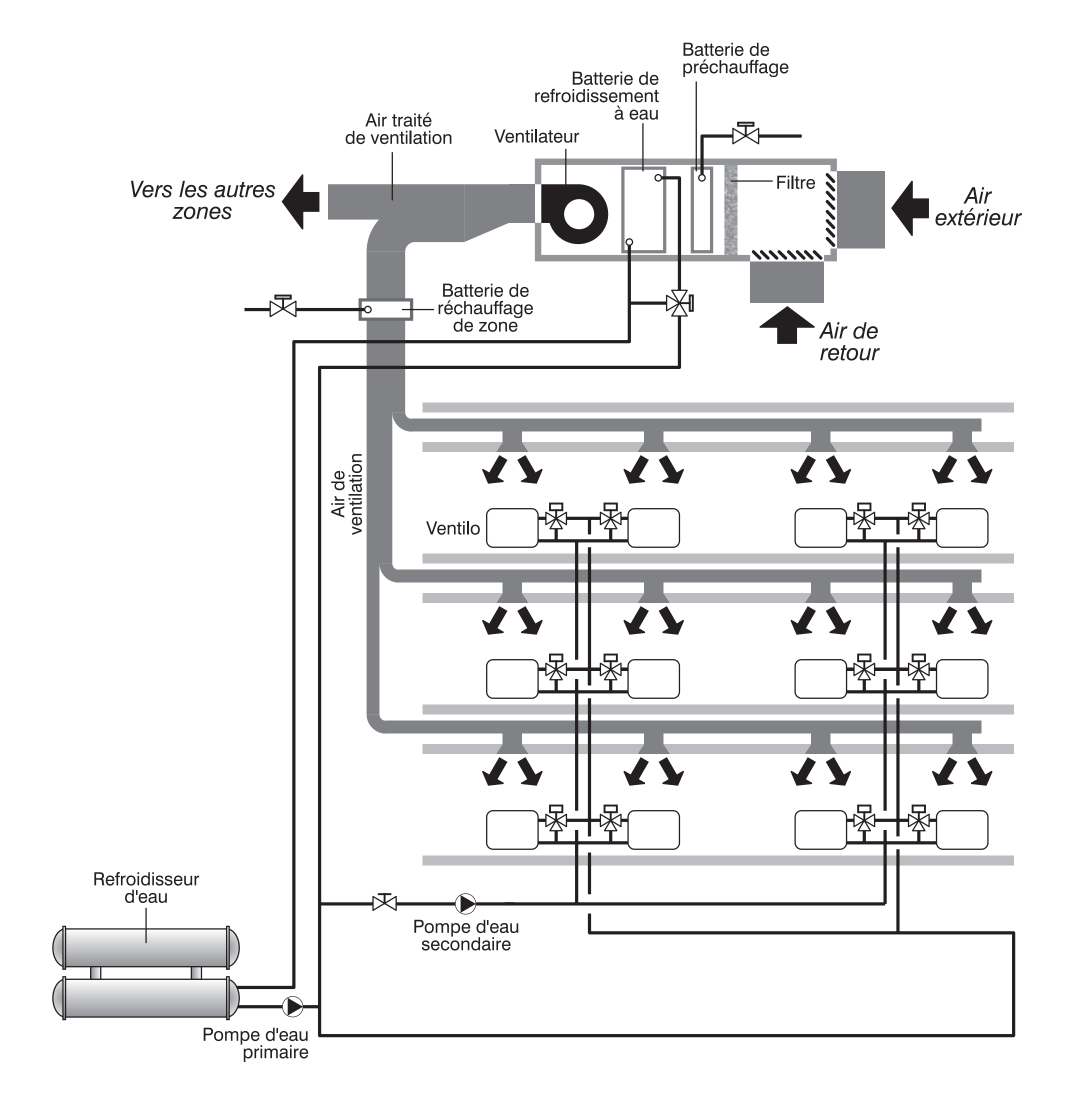
réfrigération par circuit d'eau glacée

Mais le transport de froid par l'air est très coûteux à l'investissement (gainage). A titre d'exemple, comparons l'encombrement demandé pour le transfert de 10 kW de froid :

transport par air		**transport par eau**	
Δt :	9°C (de +16° pulsé à +25°C d'ambiance, par ex.)	Δt :	5°C (boucle d'eau glacée au régime 7° - 12°C, par ex.)
Débit d'air :	3270 m3/h	Débit d'eau :	1,72 m3/h
Vitesse :	15 m/s	Vitesse :	0,8 m/s
Section de gaine :	300 x 220 mm (ou ∅ 300 mm)	Diamètre de conduite :	40 mm

De plus, à l'exploitation, la consommation des ventilateurs représente de 10 à 30 % de l'énergie transportée contre 2% pour la consommation des pompes de circulation.

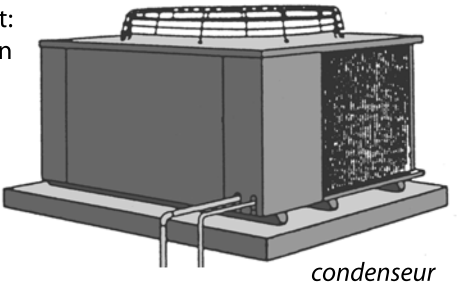
Aussi, on rencontre souvent des installations où le refroidissement des locaux est principalement assuré par de l'eau glacée alimentant les batteries froides des ventilo-convecteurs. Un complément de froid peut être donné par le rafraîchissement de l'air neuf de ventilation.



circuit d'eau glacée pour l'air neuf et les ventilo-convecteurs

Bien sûr, "produire du froid" sous-entend évacuer de la chaleur. Aussi, à l'extérieur du bâtiment, souvent en toiture, on trouvera un équipement chargé de refroidir

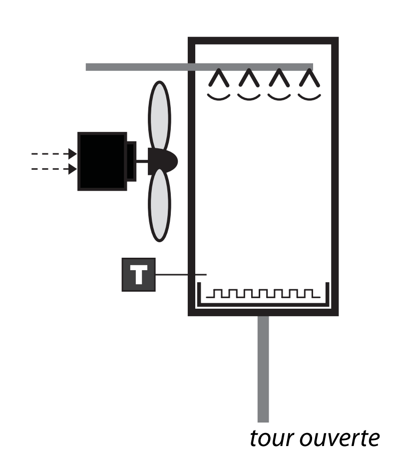
1. soit le fluide frigorigène directement: c'est le condenseur de l'installation frigorifique



condenseur

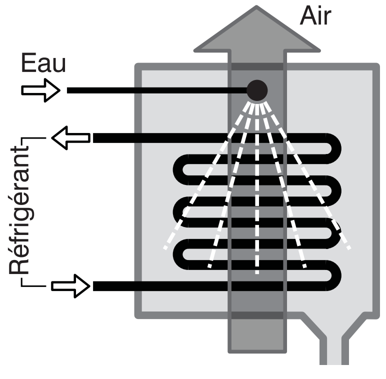
2. soit de l'eau, qui elle-même sert à refroidir le fluide frigorigène : c'est la tour de refroidissement. On distingue trois types de tour :

- la tour ouverte : l'eau est pulvérisée devant un ventilateur et le refroidissement est alors renforcé par la vaporisation partielle de cette eau (la chaleur de vaporisation est " pompée " sur la goutte d'eau qui reste et qui donc se refroidit). Après refroidissement, cette eau sera conduite vers un condenseur à eau se trouvant près du compresseur.



tour ouverte

- la tour fermée : l'eau venant du condenseur reste à l'intérieur d'un circuit tubulaire fermé, mais se fait " arroser " par un jet d'eau de refroidissement. Cette eau, s'évaporant partiellement, sera également fortement refroidie. Mais cette fois, l'eau qui a été au contact de l'air extérieur (son oxygène et ses poussières), n'est plus en contact direct avec le condenseur à eau évitant de bien pénibles ennuis de corrosion...
  variante : le condenseur évaporatif : les tubes, arrosés par le jet d'eau de refroidissement, sont parcourus par le fluide frigorigène lui-même. Avantage : en hiver, il peut fonctionner uniquement à l'air. Le réfrigérant est incongelable.....



tour fermée

- le dry cooler : il s'agit d'une tour fermée, que l'on n'arrose pas, que l'on refroidit simplement par l'air extérieur pulsé par des ventilateurs. Cette batterie d'échange convient en toute saison, puisque en ajoutant un antigel (type glycol), elle est insensible au gel. Elle n'est pas aussi performante que les précédentes puisque la température de refroidissement est limitée à la température de l'air extérieur..



dry cooler

1.2 L'installation frigorifique, vue de l'intérieur

Ce transfert de chaleur, entre intérieur et extérieur, ne peut se faire que si un équipement rehausse le niveau de température entre le milieu où la chaleur est prise (air ou eau) et le milieu où la chaleur est évacuée (air extérieur) : c'est le rôle de la machine frigorifique.

Elle se compose au minimum des 4 éléments suivants :
- 1 évaporateur.
- 1 condenseur
- 1 compresseur
- 1 organe de détente

Voici le fonctionnement de chacun de ces composants.

Au départ, les propriétés physiques du fluide frigorigène

La machine frigorifique est basée sur la propriété des fluides frigorigènes de s'évaporer et de se condenser à des températures différentes en fonction de la pression.

Prenons le cas du fluide R 22 :
- **à la pression atmosphérique :**
  il est liquide à - 45°C et se met à " bouillir " aux alentours de -40°C.
  > si du fluide R22, liquide à -40°C, circule dans un serpentin et que l'air à 20° C passe autour de ce tuyau, l'air se refroidira: il cédera sa chaleur au fluide qui lui s'évaporera. C'est le rôle de l'évaporateur de la machine frigorifique.

- **à la pression de 13 bars,**
  cette fois, le R22 ne " bout " qu'à 33°C.
  > autrement dit, si de la vapeur de fluide à 13 bars et à 65°C circule dans un serpentin et que de l'air à 20° C passe autour de ce tuyau, le fluide se refroidira et à partir de 33°C, il se liquéfiera, il se condensera. En se condensant, il va libérer énormément de chaleur. C'est le rôle du condenseur de la machine frigorifique

Si l'on souhaite donc que le fluide puisse " prendre " de la chaleur :
> il doit être à basse pression et à basse température sous forme liquide, pour lui permettre de s'évaporer.

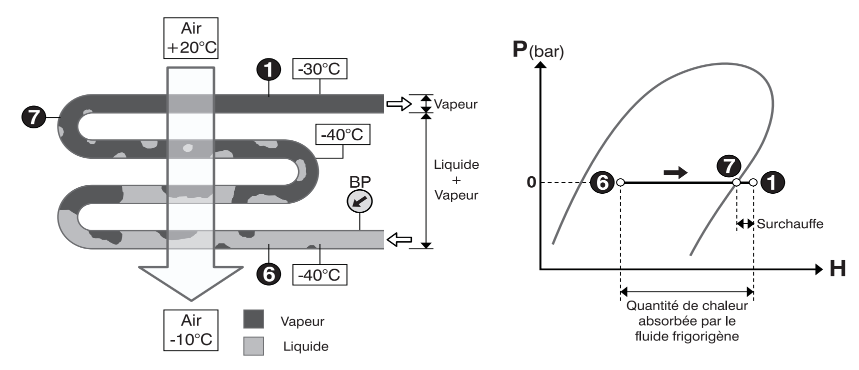
Si l'on souhaite qu'il puisse céder sa chaleur :
> il doit être à haute température et à haute pression, sous forme vapeur, pour lui permettre de se condenser.

Pour réaliser un cycle dans lequel de la chaleur est extraite d'un côté et donnée de l'autre, il faut compléter l'installation par 2 éléments :
1. le compresseur, qui comprime le gaz en provoquant l'augmentation de température jusqu'à + 65°C et plus, en fonction de la pression.
2. le détendeur, qui est un dispositif qui " lâche " la pression du fluide à l'état liquide : il se vaporise partiellement et donc se refroidit. Ceci permet au liquide de retomber à la température de -40°C (bien sûr, on choisira -40°C pour faire de la congélation, et entre 0°C et +5°C pour de la climatisation, nous verrons ultérieurement comment).

Si ces différents équipements sont bouclés sur un circuit, on obtient une machine frigorifique. En pratique, suivons le parcours du fluide frigorigène dans les différents équipements et repérons le tracé de l'évolution du fluide frigorigène dans le diagramme des thermodynamiciens, le diagramme H-P, enthalpie (ou niveau d'énergie) en abscisse et pression en ordonnée.

dans l'évaporateur

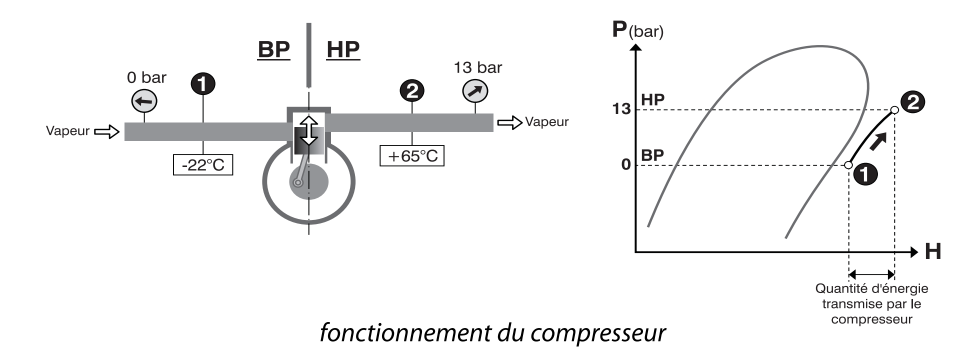
Le fluide frigorigène liquide entre en ébullition et s'évapore en absorbant la chaleur du fluide extérieur. Dans un deuxième temps, le gaz formé est légèrement réchauffé par le fluide extérieur, c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe.



fonctionnement de l'évaporateur

dans le compresseur

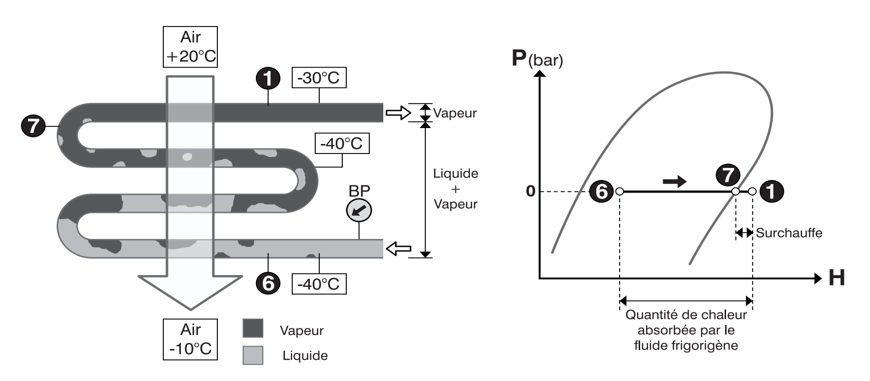
Le compresseur va tout d'abord aspirer le gaz frigorigène à basse pression et à basse température. L'énergie mécanique apportée par le compresseur va permettre d'élever la pression et la température du gaz frigorigène. Une augmentation d'enthalpie en résultera.



fonctionnement du compresseur

dans le condenseur

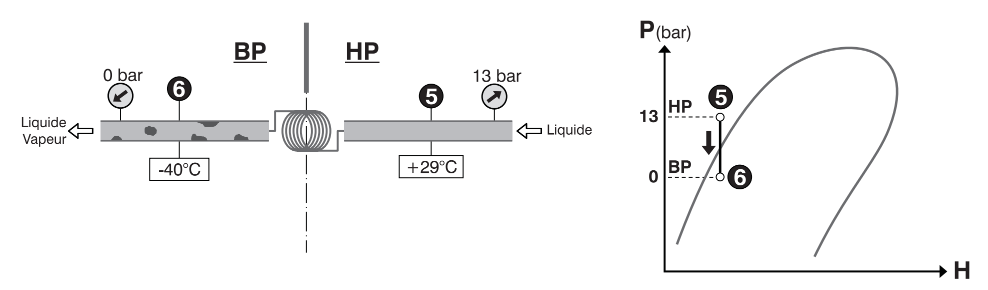
Le gaz chaud provenant du compresseur va céder sa chaleur au fluide extérieur . Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent (désurchauffe), avant l'apparition de la première goutte de liquide (point 3). Puis la condensation s'effectue jusqu'à la disparition de la dernière bulle de vapeur(point 4). Le fluide liquide peut alors se refroidir de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur.



fonctionnement du condenseur

dans le détendeur

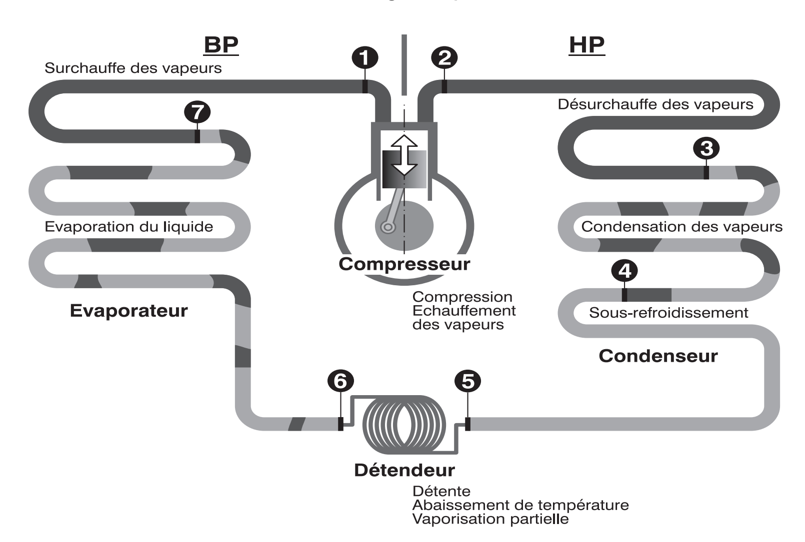
La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur nécessite d'insérer un dispositif abaisseur de pression dans le circuit. C'est le rôle du détendeur. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement dans le détendeur pour abaisser sa température.



fonctionnement du détendeur

fonctionnement complet

Le cycle est fermé, le fluide frigorigène évolue sous l'action du compresseur dans les quatre éléments constituant la machine frigorifique.



cycle frigorifique élémentaire

L'ensemble du cycle peut être représenté dans le diagramme enthalpie-pression. Sous la courbe en cloche se situent les états de mélange liquide-vapeur ; à gauche de la cloche, le fluide est à l'état liquide (il se " sous-refroidit "), à droite, le fluide est à l'état vapeur (il " surchauffe ").

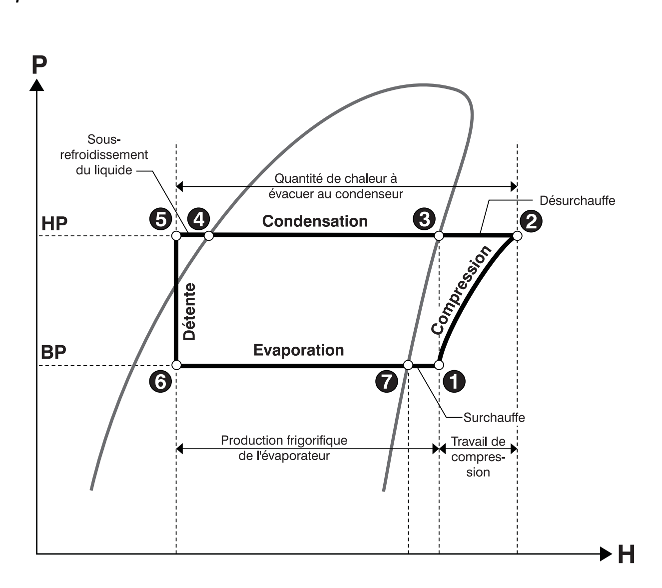


diagramme enthalpique du cycle frigorifique

1.3 Un fonctionnement en équilibre permanent

Le cycle réel de fonctionnement d'une machine frigorifique se stabilise à partir des températures du milieu qu'il faut refroidir, de l'air extérieur où la chaleur est rejetée, et des caractéristiques dimensionnelles de l'appareil.
Ainsi, la température d'évaporation se stabilisera à quelques degrés en dessous de la température du fluide refroidi par l'évaporateur. De même, la température de condensation se stabilisera à quelques degrés au-dessus de la température du fluide de refroidissement du condenseur.

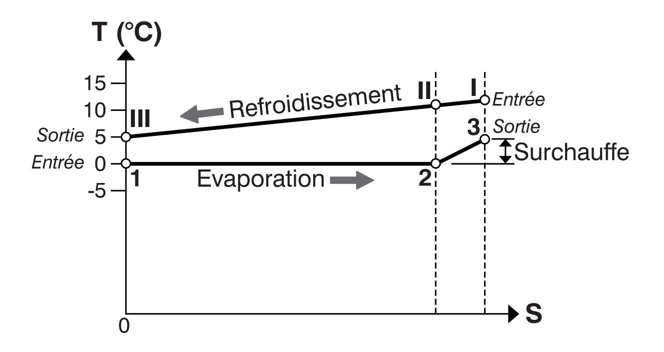
Or, les besoins de froid évoluent en permanence et la température extérieure varie toute l'année !

Tout cela va bien sûr entraîner une modification du taux de compression et une variation de la puissance absorbée.
En fonction du régime d'évaporation et de condensation, le compresseur aspirera un débit masse plus ou moins grand de fluide frigorigène définissant ainsi la puissance frigorifique à l'évaporateur et calorifique au condenseur.

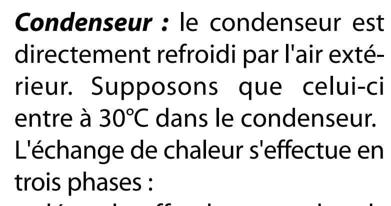
Exemple :
Afin d'imaginer ces évolutions, partons d'un cas concret.

Evaporateur : la boucle d'eau glacée fonctionne au régime 5°-11°.
L'échange de chaleur s'effectue en deux phases :
- ébullition du fluide
- surchauffe des vapeurs

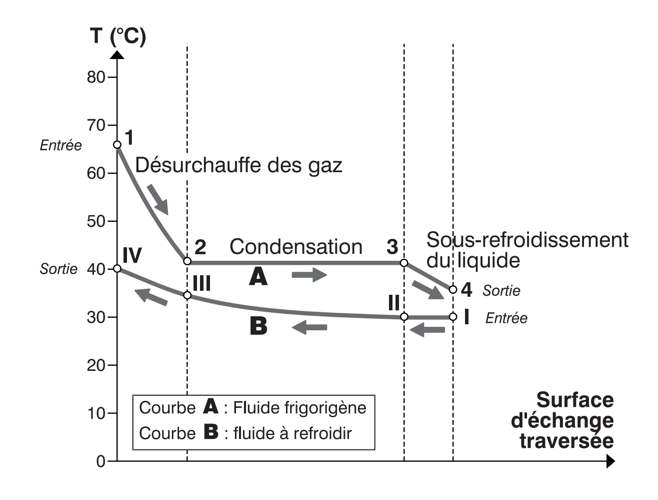
La température d'évaporation qui s'établit est de 0°C. Dans le cas du R22, ceci correspond à une basse pression de 4 bar (lecture du manomètre), soit 5 bar absolu (comparé au vide).



évolution des fluides dans l'évaporateur


Condenseur : le condenseur est directement refroidi par l'air extérieur. Supposons que celui-ci entre à 30°C dans le condenseur.
L'échange de chaleur s'effectue en trois phases :
- désurchauffe des gaz chauds provenant du compresseur
- condensation du fluide
- sous-refroidissement du liquide

La température de condensation qui s'établit est de 40°C. Dans le cas du R22, ceci correspond à une haute pression de 14,5 bar, soit 15,5 bar absolu.



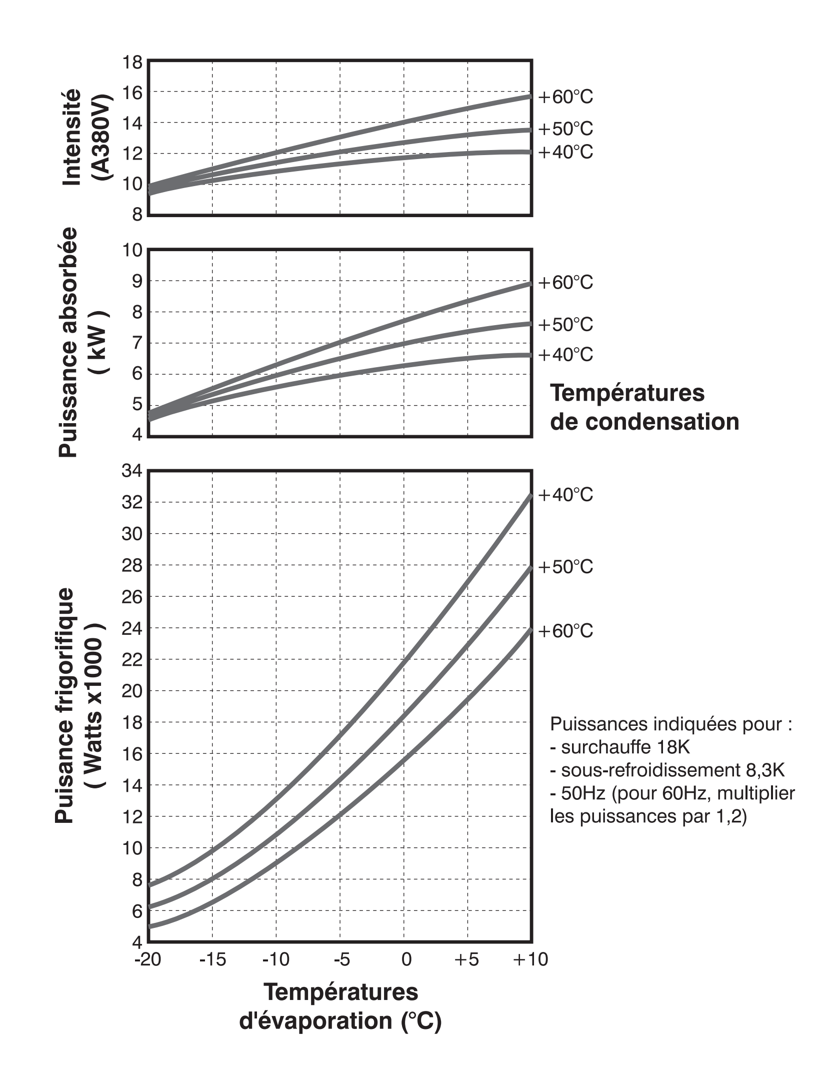
évolution des fluides dans le condenseur

Analysons le comportement du compresseur sur base des caractéristiques nominales données par le fournisseur.

On constate que pour une température d'évaporation de 0°C et pour une température de condensation de 40°C,

- la puissance électrique absorbée par le compresseur sera de 6,3 kW
- la puissance frigorifique donnée à l'évaporateur sera de 21,9 kW

Remarque : *en réalité, une adaptation de quelques pour cent devrait avoir lieu car le constructeur fournit des indications pour un fonctionnement normalisé de son appareil (surchauffe de 25K, sous-refroidissement de 0 K selon DIN 8928 et bientôt la CEN) mais ceci dépasse la portéede ce document*



extrait d'un catalogue de compresseurs

Supposons à présent que le condenseur soit mal entretenu. L'échange de chaleur se fait moins bien, la température du liquide s'élève à l'entrée du détendeur, la température d'évaporation s'élève également de 1 ou 2°, si bien que le compresseur va travailler davantage et va augmenter la pression de sortie des gaz. Une nouvelle température de condensation va se mettre en place : supposons qu'elle atteigne une température de 50°C.

Le diagramme constructeur prévoit une augmentation de la puissance électrique absorbée: 7 kW, pour une puissance frigorifique diminuée: 18,2 kW...

Le "rendement" de la machine s'est dégradé:

- **avant :** 21,9 kW produits / 6,3 kW absorbés = 3,5
- **après :** 18,2 kW produits / 7 kW absorbés = 2,6

On dira que "l'efficacité énergétique" de la machine frigorifique a diminué de 25 % (voir chap.3).

A noter que l'on serait arrivé au même résultat si la température extérieure s'était élevée de 10°.

2. TECHNOLOGIE DES COMPOSANTS

2.1 L'évaporateur

L'évaporateur retire de la chaleur au fluide à refroidir. S'il refroidit de l'eau glacée, on l'appelle "chiller". S'il refroidit directement l'air de climatisation, l'évaporateur est appelé "batterie de froid".

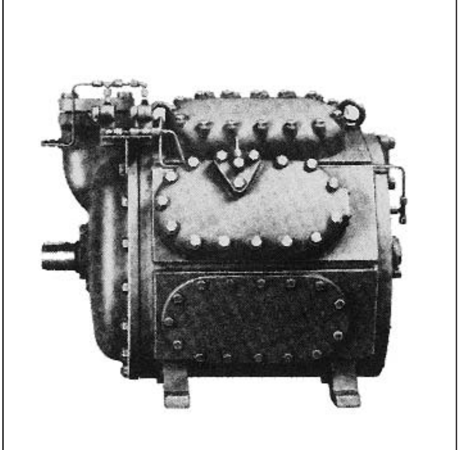
Conception de plusieurs types :
- l'évaporateur à lamelles, pour refroidir de l'air, avec convection forcée par ventilateur.
- l'évaporateur à faisceau tubulaire, pour le refroidissement de l'eau glacée des installations de climatisation (les échangeurs à plaques sont de plus en plus fréquents pour les chillers).

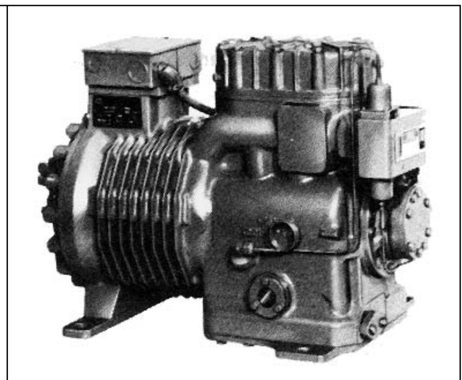
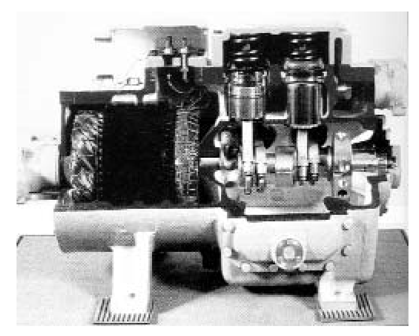
Paramètres de dimensionnement:
- la puissance frigorifique voulue,
- les caractéristiques du fluide secondaire à l'entrée,
- l'encombrement,
- la vitesse de passage du fluide,
- le débit de fluide,
- les pertes de charge admises,
- la nature du fluide réfrigérant,
- les températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène.
- le coût de l'énergie comparé au coût de la machine.

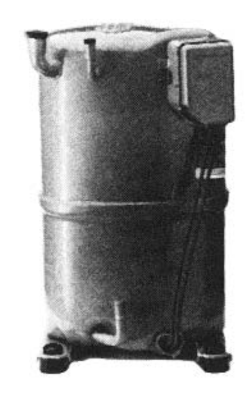
2.2 Le compresseur

On distingue plusieurs principes de fonctionnement :
compresseurs à pistons, à vis, turbocompresseurs, compresseurs Scroll. De plus, pour chacun d'entre eux, différents types de montage sont possibles.

Décrivons les principales configurations :

Compresseurs à pistons, construction ouverte Dans ce groupe de compresseurs, le moteur et le compresseur ne sont pas dans le même logement. L'arbre d'entraînement (vilebrequin) émerge du carter du compresseur ; on peut y raccorder un moteur électrique, diesel ou à gaz. La puissance est réglée par mise à l'arrêt de certains cylindres ou par changement de régime du moteur d'entraînement. On utilise les compresseurs de construction ouverte dans les installations d'une puissance de réfrigération jusqu'à 500 kW.	 *compresseur ouvert*

Compresseurs à pistons, construction semi-hermétique (ou « hermétique accessible ») Compresseur et moteur d'entraînement sont logés dans un carter commun. L'entraînement est habituellement assuré par un moteur électrique qui est refroidi par les gaz froids du réfrigérant (gaz aspirés). Pour les réparations, on peut accéder à chaque partie de la machine et même séparer le compresseur du moteur. La puissance est réglée par mise hors service de certains cylindres ou par changement de régime du moteur d'entraînement. On utilise des compresseurs de construction semi-hermétiques dans des installations jusqu'à 100 kW ou, en recourant à plusieurs compresseurs, jusqu'à 400 kW environ.	  *compresseur semi hermétique à pistons*

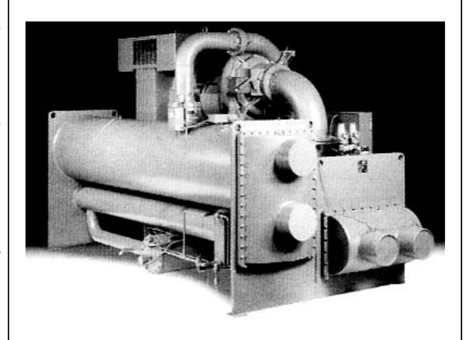
Compresseurs hermétiques à pistons Compresseur et moteur électrique sont logés dans une enveloppe soudée. Les réparations sont exclues. Dès lors, un organe de sécurité contre la surchauffe (Klixon) est incorporé. Grâce à cette sécurité thermique, montée dans les enroulements du moteur ou sur ces derniers, l'alimentation électrique sera coupée lors d'une surchauffe du moteur. Dans ce cas aussi, le moteur est refroidi par les gaz aspirés. En principe, la puissance de réfrigération ne peut pas être réglée. On installe des compresseurs hermétiques à pistons dans de petits appareils (réfrigérateurs, climatiseurs compacts) ou dans des installations d'une puissance jusqu'à 30 kW environ.	 *compresseur hermétique*

Turbocompresseurs

- *Type :* machine ouverte ou fermée.
- *Plage d'utilisation :* les très grosses puissances, au-delà de 1000 kW.
- *Fonctionnement :* une turbine à régime élevé comprime le gaz de réfrigération. L'entraînement est assuré par un moteur électrique.

- *Régulation :* on peut très facilement adapter la puissance des turbocompresseurs. Plage de réglage : de 40 à 100% avec une bonne efficacité .
  Les variations de puissance s'obtiennent par réglage des vantelles à l'ouïe d'aspiration de la turbine.

A faible charge, ils sont cependant plus délicats que les compresseurs à pistons et les frais de réparation sont élevés. On évitera donc le surdimensionnement des équipements



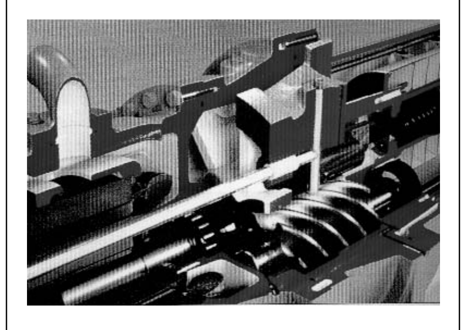
turbo compresseur

Compresseurs à vis

- *Type :* machine ouverte ou fermée.
- *Plage de réglage :* de 10 à 100% avec un rendement assez constant.
- *Fonctionnement :* le fluide frigorigène gazeux est comprimé par une vis hélicoïdale (un peu comme dans un hache-viande) tournant à grande vitesse. Le compresseur est entraîné par un moteur électrique.
  Les variations de puissance s'obtiennent dans les grosses machines par l'action d'un " tiroir " qui décide de l'utilisation d'une plus ou moins grande longueur de vis dans la compression des gaz, et donc induit un plus ou moins grand taux de compression. Dans les petites machines, toujours très grandes comparées à des compresseurs à piston, la modulation de puissance s'obtient par variation de la vitesse de rotation ou par utilisation de ports d'aspiration auxiliaires, soit par les deux.

Les avantages du compresseur à vis sont sa faible usure et son réglage facile. Il est toutefois encore coûteux.

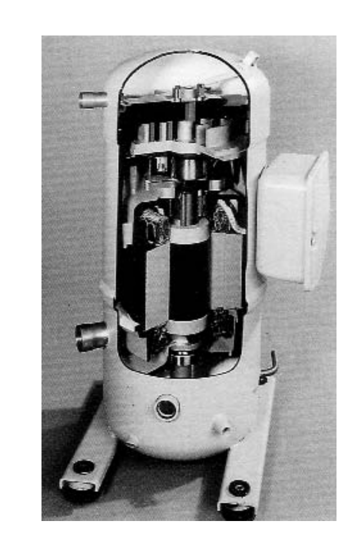
Depuis peu, on utilise le compresseur à vis pour des puissances de réfrigération à partir de 20 kW environ.



compresseur à vis

Le compresseur SCROLL

Le compresseur SCROLL est composé de deux rouleaux identiques en forme de spirale. Le premier est fixe, le second décrit un mouvement circulaire continu sans tourner sur lui même. Les spirales sont déphasées de 180°.



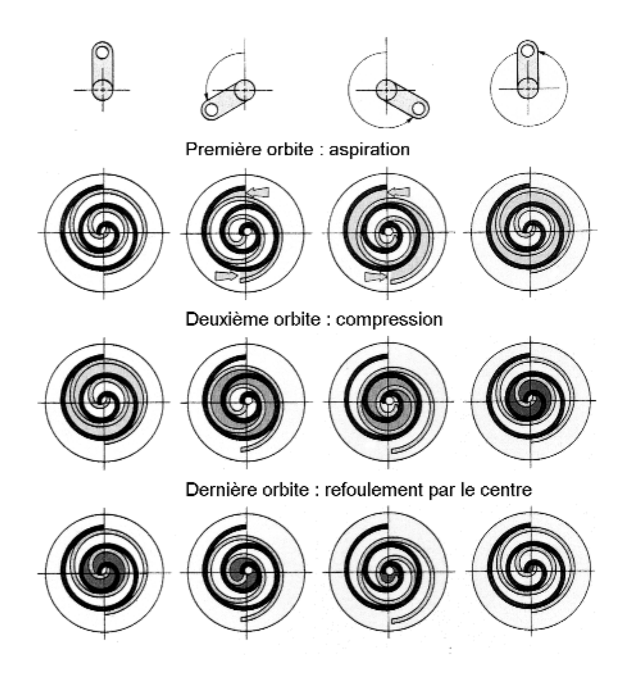
Le mouvement orbital entraîne le déplacement vers le centre des poches de gaz, ce déplacement est accompagné d'une réduction progressive de leur volume jusqu'à disparition totale. C'est ainsi que s'accomplit le cycle de compression du fluide frigorigène.

La réduction du nombre de pièces par rapport à un compresseur à pistons de même puissance est de l'ordre de 60%. L'unique spirale mobile remplace pistons, bielles, manetons et clapet. Moins de pièces en mouvement, moins de masse en rotation et moins de frottements internes, cela se traduit par un rendement supérieur à celui des compresseurs à pistons.

Les variations de couple ne représentent que 30% de celles d'un compresseur à pistons. Il n'impose donc que de très faibles contraintes au moteur, facteur de fiabilité.

Son avantage principal réside dans son COP (voir chap.3) de l'ordre de 4,0 alors qu'il se situe aux alentours de 2,5 pour les compresseurs à pistons.
Il reste limité en puissance (autour des 50 kW) mais plusieurs scrolls peuvent être mis en parallèle (jusqu'à 300 kW par exemple)

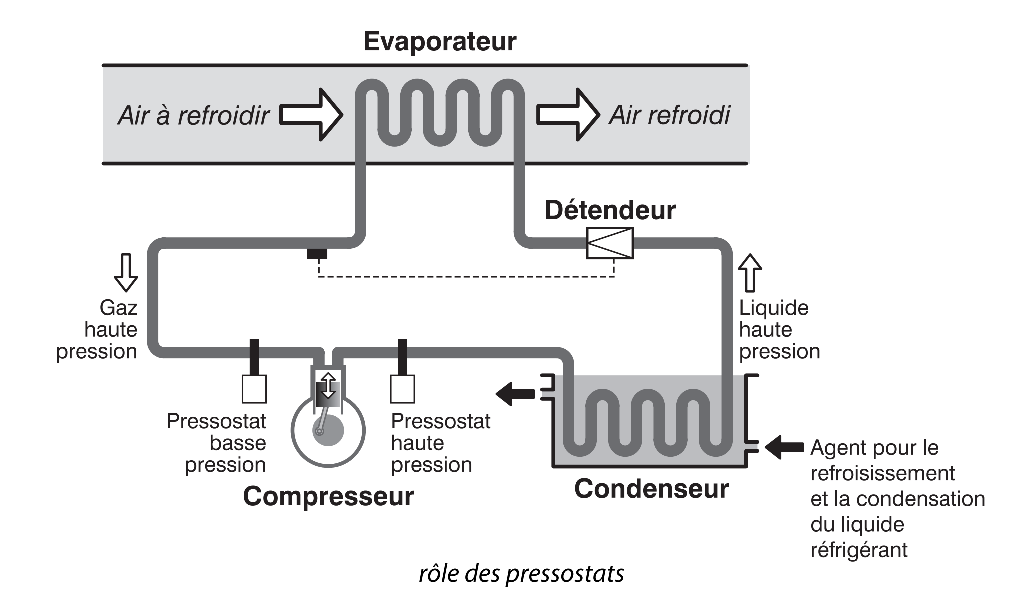
A noter également sa faible sensibilité aux coups de liquide.



compresseur scroll

Pourquoi des pressostats de sécurité ?

La plus importante partie d'une installation frigorifique est sans aucun doute le compresseur. Il doit maintenir la quantité nécessaire d'agent frigorifique en circulation ; il opère ainsi comme une pompe. La pression différentielle entrée-sortie, selon le point de travail et le fluide frigorifique, se situe entre 5 et 20 bar, environ.



rôle des pressostats

Imaginons une panne du ventilateur du condenseur ou une forte chaleur de l'air extérieur. Le refroidissement des gaz chauds dans le condenseur est insuffisant, la température à l'évaporateur va augmenter, la pression à l'entrée du compresseur augmente. Le compresseur pourrait alors développer une pression de sortie supérieure au niveau permis. Afin de protéger l'installation, il est prévu sur cette partie haute pression un pressostat qui déclenche le moteur lorsque la pression dépasse le niveau maximal permis par le constructeur.

La basse pression avant le compresseur est également surveillée. Par exemple, en cas de demande de froid insuffisante à l'évaporateur, la chaleur d'évaporation transmise au fluide frigorifique n'est pas suffisante. Cela conduit à une diminution de la pression du côté basse pression du compresseur avec pour conséquence une diminution de la température d'évaporation ainsi que le givrage de la batterie de froid ou le gel de l'eau glacée. Or quand une batterie givre, le coefficient d'échange diminue, la température d'évaporation diminue encore et le phénomène s'accélère. C'est pourquoi la basse pression est contrôlée et le compresseur est déclenché lorsque la pression descend en dessous d'un certain point.

De l'huile, pourquoi?

Les pistons d'un moteur de voiture nécessitent une lubrification constante pour éviter aux anneaux de piston d'être "rongés". Il existe le même problème dans les compresseurs frigorifiques. L'huile qui lubrifie le compresseur suit la vapeur du fluide frigorigène et se trouve ainsi dans le système de circulation. Le technicien de service doit contrôler que l'huile retourne bien au compresseur, par la pente adéquate des tuyauteries frigorifiques, le cas échéant en incorporant un séparateur d'huile.

Que sont les coups de liquide?

Le compresseur a pour fonction de comprimer un gaz. Les liquides étant pratiquement incompressibles, le compresseur sera endommagé si le réfrigérant le traverse en phase liquide plutôt que vapeur. Si le piston pousse contre un agent non compressible, il s'ensuit un " coup de liquide ", et donc la casse du piston et des clapets.

Pourquoi une vanne magnétique?
Lorsque l'installation est hors service, le liquide peut s'accumuler avant le compresseur et lors du ré-enclenchement provoquer un coup de liquide. Pour éviter cela, une vanne magnétique est souvent placée avant le détendeur La vanne magnétique se ferme lorsque l'installation est déclenchée et évite à l'agent réfrigérant de retourner à l'évaporateur. Le raccordement électrique est effectué de telle sorte que le compresseur puisse fonctionner après la fermeture de cette vanne. Le compresseur s'arrête lorsque le pressostat basse pression déclenche. Aussitôt que la pression augmente à nouveau, le processus est répété. Ce processus est parfois appelé "le pump down".
Remarque : les coup de liquides ne concernent quasiment que les compresseurs à pistons. Les profils des vis ou des labyrinthes de Scroll peuvent s'écarter en cas d'aspiration de liquide. Et les turbocompresseurs ne sont pas des compresseurs volumétriques.

Pourquoi un chauffage du carter?
Lorsque le compresseur n'est pas en service, pour de faibles températures ambiantes, l'huile peut absorber un peu de vapeur du fluide frigorigène. Comme cette huile se trouve principalement dans la cuvette du carter, il peut y avoir à cet endroit une concentration importante d'agent frigorigène dans l'huile. Lorsque l'installation est mise en service, une très rapide chute de pression apparaît, l'agent frigorigène tente de se vaporiser et de se séparer de l'huile. Celle-ci commence à mousser, ce qui peut provoquer des coups de liquide et un manque d'huile dans le compresseur. Afin d'empêcher l'huile de prendre du fluide frigorigène, la cuvette du carter est, lors du déclenchement de l'installation, réchauffée à l'aide d'une résistance électrique.
(Source : "Staefa know how", revue)

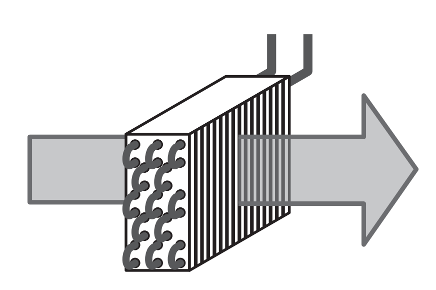
2.3 Le condenseur

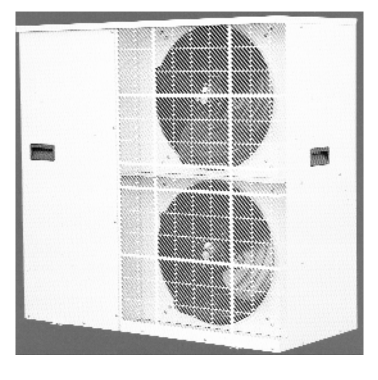
Le condenseur est l'échangeur de chaleur qui cède la chaleur du réfrigérant à l'air ambiant.

On distingue :
- des condenseurs à refroidissement direct entre le fluide frigorigène et l'air,
- des condenseurs à refroidissement indirect, où le fluide frigorigène est refroidi par de l'eau. Cette eau sera elle-même refroidie en toiture, via une tour de refroidissement.

Le condenseur à refroidissement direct, à air

Le gaz chaud du réfrigérant cède sa chaleur à l'air traversant le condenseur et passe à l'état liquide.
Le débit et la température du flux d'air déterminent la puissance du condenseur.





condenseur

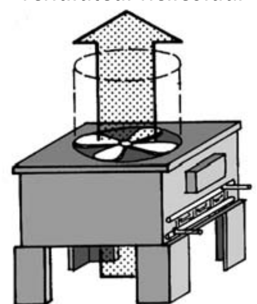
Deux types de ventilateur sont utilisés :

- *le ventilateur hélicoïdal (ou axial),* pour des appareils placés à l'air libre, là où le bruit ne constitue pas une nuisance pour le voisinage. Le niveau sonore dépend de la vitesse de rotation du ventilateur. Dans les emplacements exposés, le régime ne doit pas dépasser 500 t/min.



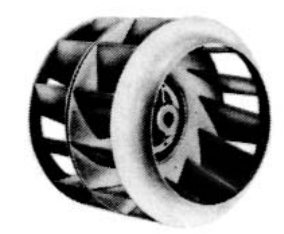
ventilateur hélicoïdal

Si des ventilateurs existants sont trop bruyants, on peut les munir d'amortisseurs de bruit cylindriques (tenir compte de la perte de charge).



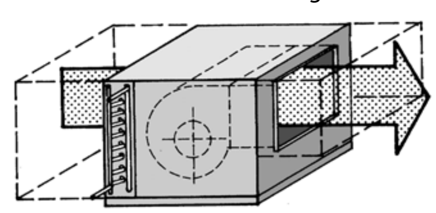
condenseur équipé d'un ventilateur hélicoïdal

- *le ventilateur centrifuge,* souvent placé à l'intérieur d'un immeuble, raccordé à l'extérieur par des gaines (le ventilateur centrifuge peut vaincre des pertes de charges plus élevées).



ventilateur centrifuge

Si le bruit du ventilateur dépasse les valeurs admissibles, on peut le munir d'amortisseurs de bruit.

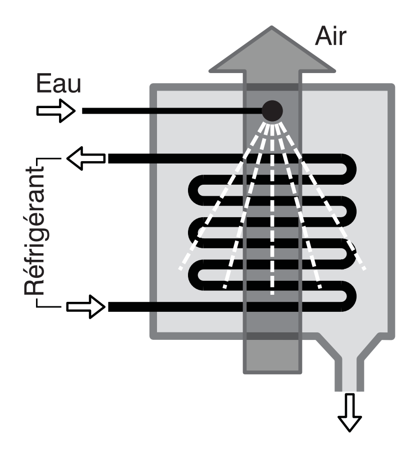


condenseur équipé d'un ventilateurcentrifuge

Le condenseur à refroidissement direct, à évaporation

Comme dans un condenseur à refroidissement à air, le gaz chaud du réfrigérant cède sa chaleur à l'air traversant l'échangeur de chaleur. Par aspersion de l'échangeur avec de l'eau, on accroît sensiblement la puissance de réfrigération, grâce à la vaporisation de l'eau. Par exemple, de l'air extérieur de 32°C 50% HR passe à 21°C (température dite « bulbe humide »). On abaisse donc la température de condensation en dessous de la température de l'air ambiant. Ce qui facilite le travail du compresseur !

Dans ce cas, il faut cependant tenir compte du risque de corrosion de l'échangeur et, de ce fait, des fuites possibles de l'agent réfrigérant.
L'eau évaporée est remplacée par de l'eau du réseau. Un débit complémentaire de déconcentration est nécessaire afin de réduire l'entartrement. Un traitement de l'eau peut donc s'avérer nécessaire.



tour fermée à évaporation

Le condenseur à refroidissement indirect, avec tour de refroidissement

Cette fois, le gaz chaud du réfrigérant cède sa chaleur à de l'eau circulant dans le condenseur, ce qui entraîne sa liquéfaction.

condenseur à eau

Les performances d'un condenseur sont fonction de :

> la différence de température entre le réfrigérant et l'eau,
> la vitesse de l'eau (le débit),
> le coefficient d'encrassement,
> la nature du fluide frigorigène.

Pour le refroidissement, on peut utiliser :

- l'eau du réseau (eau potable), mais cette solution n'est pas adéquate vu la consommation exorbitante d'eau qu'elle entraîne.

- l'eau de nappes phréatiques, de lac ou de rivière (demander l'autorisation).
  Les eaux contiennent plus ou moins d'impuretés qui se déposent sur les tubes. Ces dépôts peuvent réduire considérablement le coefficient de transfert de chaleur. A défaut de la mise en place d'un système de nettoyage automatique, il faut surdimensionner l'échangeur de sorte que les performances de l'installation restent suffisantes.

- un circuit d'eau, ouvert ou fermé.
  C'est le cas le plus fréquent. Il entraîne l'utilisation d'une tour de refroidissement.



tour de refroidissement

Trois systèmes de tour de refroidissement sont rencontrés :

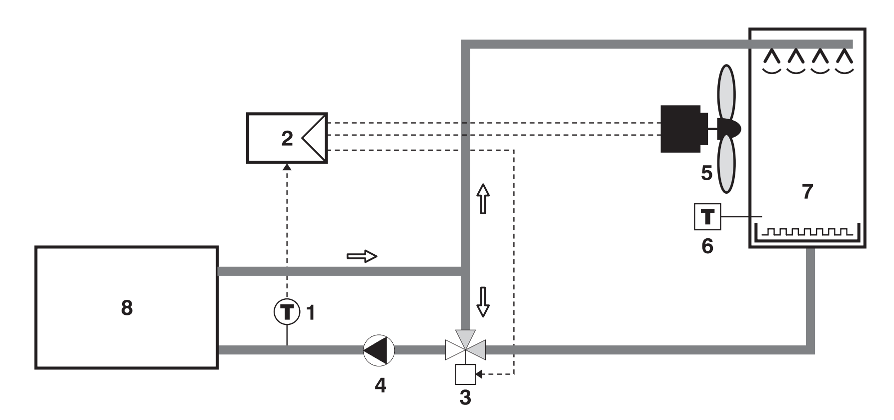
1° Refroidissement atmosphérique ouvert : la tour ouverte

L'eau est pulvérisée dans l'air qu'un ventilateur pulse à travers la tour de refroidissement. Une partie de l'eau s'évapore. Simultanément, elle refroidit le reste de l'eau qui retourne vers le condenseur. L'eau évaporée est continuellement remplacée par de l'eau fraîche spécialement traitée. Cette configuration entraîne donc une consommation d'eau, estimée à 1,5 litre par kWh dissipé. Elle se rencontre généralement dans les installations de plus de 1000 kW.

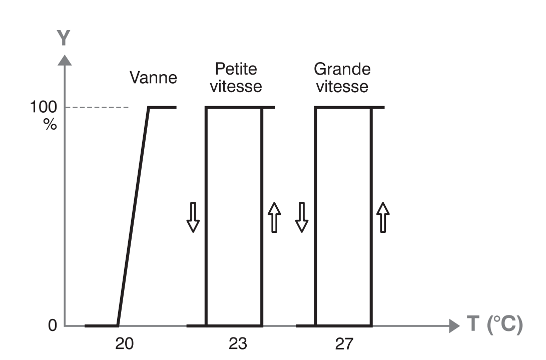
Cette tour ouverte a la faveur
- du financier : solution bon marché, ne prenant pas beaucoup de place,
- de l'énergéticien : la température de condensation est très basse (voir 4.4),

mais elle constitue le cauchemar de l'équipe de maintenance : corrosion, encrassement, risque de gel, ... problèmes qui limitent d'ailleurs la durée de vie moyenne à une dizaine d'années.

Si la tour doit travailler par des températures extérieures assez basses, une régulation de la température de l'eau du circuit "tour" est à prévoir. En effet, si l'eau du condenseur est anormalement froide, la haute pression s'établira difficilement et on aura des difficultés au démarrage. La solution consiste à agir d'abord sur la diminution de la vitesse du ventilateur et ensuite sur la vanne trois voies diviseuse qui permet à l'eau de by-passer la tour de refroidissement.



1 Sonde de température à plongeur
2 Régulateur P à une sortie progressive et deux sorties tout ou rien
3 Vanne motorisée
4 Pompe de circulation
5 Ventilateur à deux vitesses
6 Thermostat pour protection hors gel
7 Résistance
8 Condenseur

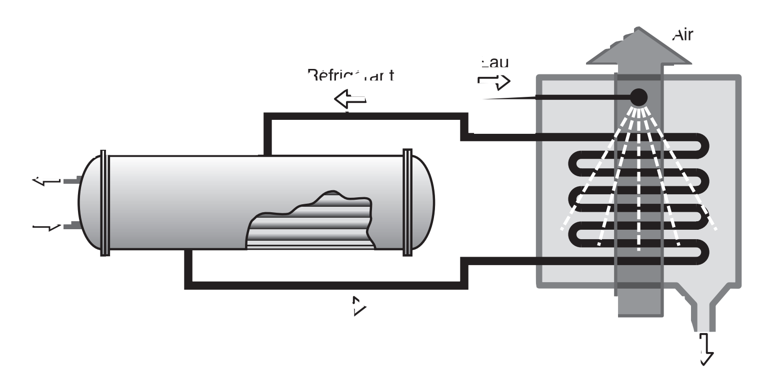


régulation de la tour de refroidissement

2° Refroidissement atmosphérique fermé : la " tour fermée "

L'échangeur de chaleur eau/air est également aspergé d'eau quand la puissance de réfrigération est élevée. Cette eau d'aspersion constitue toutefois un circuit autonome.
Pour cette installation il faut compter environ 20% d'emplacement supplémentaire au sol et 50% de budget en plus par rapport à la tour ouverte.
Le principal avantage est de conserver propre le circuit du condenseur et de résoudre tous les problèmes hydrauliques mais les autres problèmes subsistent:

- consommation d'eau (évaporation et déconcentration),
- régulation,
- protection contre le gel.



Condenseur associé à une tour de refroidissement fermée

3° Refroidissement atmosphérique fermé : le dry-cooler

Cette fois, pas d'aspersion d'eau, c'est le ventilateur qui pulse simplement l'air extérieur dans une batterie d'échange. Or la température de l'air en été peut dépasser les 30°C. La surface d'échange doit être plus importante, l'emplacement au sol également. Le coût d'investissement peut atteindre le double de celui de la tour ouverte.
Mais le dry-coler est cependant souvent utilisé pour sa fiabilité (absence de corrosion) et la possibilité de le faire fonctionner en toutes saisons (avec eau glycolée). Ces caractéristiques sont appréciées surtout pour le refroidissement des installations informatiques dont le fonctionnement et la charge thermique est constante toute l'année, et donc aussi en hiver.



Dry cooler

2.4 Le détendeur

C'est l'appareil de réglage qui commande le flux du fluide réfrigérant vers l'évaporateur.

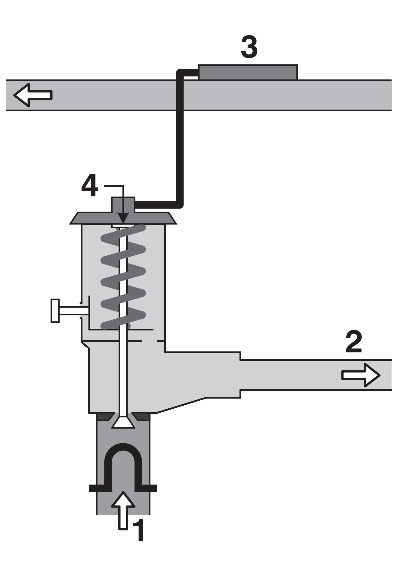
Si on ne contrôle pas exactement la quantité de fluide frigorigène admise dans l'évaporateur, on peut avoir les conséquences suivantes :

- si *trop peu* de fluide frigorigène : il est immédiatement évaporé et il continue à se réchauffer : c'est l'effet de surchauffe. L'efficacité de l'évaporateur diminue.
- si injection de *trop* de fluide : l'excès de fluide n'est pas évaporé par manque de chaleur disponible. Une partie du fluide reste liquide et est aspirée par le compresseur. Celui-ci peut alors être sérieusement endommagé (coup de liquide).

Conception de plusieurs types :

- *Le détendeur thermostatique:*
  C' est le dispositif le plus fréquemment utilisé. Le détendeur thermostatique est une vanne qui règle le débit du réfrigérant, en maintenant une différence constante entre la température d'évaporation du réfrigérant et la température des gaz à la sortie de l'évaporateur. La différence entre ces deux températures s'appelle la "surchauffe à l'évaporateur", typiquement 6 à 8 K. De cette façon, on est certain que tout le liquide injecté s'est évaporé.

  Si la charge thermique augmente, la sonde (3) détectera une montée de température, agira sur la membrane (4) et le détendeur s'ouvrira (le pointeau est renversé : plus on l'enfonce, plus il s'ouvre) afin d'augmenter le débit de réfrigérant (1) vers l'évaporateur (2).



détendeur thermostatique

- *Le détendeur électronique* fonctionne sur le même principe mais ce type de détendeur permet un réglage plus précis de l'évaporateur.
  La température d'évaporation remontera de 2 à 3 K, ce qui diminuera la consommation du compresseur.

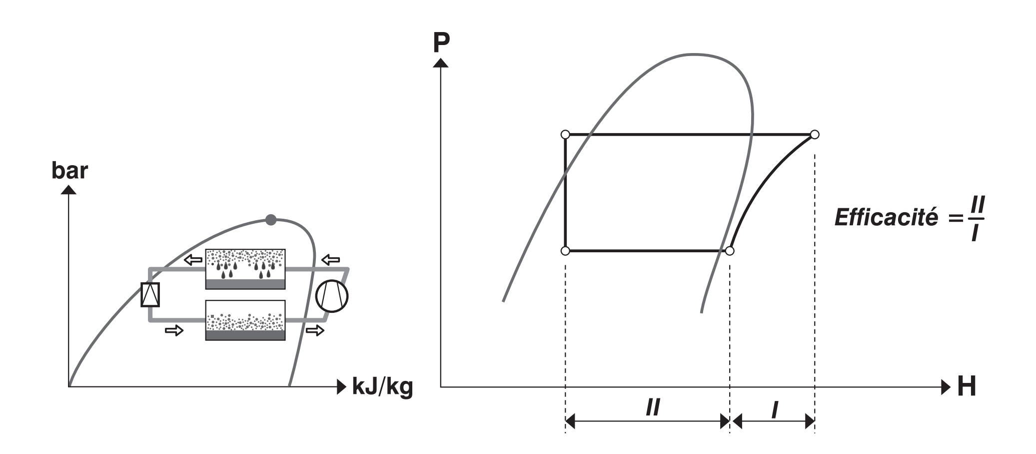
- *Le détendeur capillaire :* dans de petites installations, tels les appareils frigorifiques ou les petits climatiseurs, on se contente, comme dispositif de réglage, d'un étranglement dans la conduite du réfrigérant avant l'évaporateur. L'étranglement est assuré par un tube capillaire (de très faible diamètre) dans lequel la détente du fluide est obtenue par la perte de charge dans le tube.

- *Le détendeur pressostatique:* il maintient une pression d'évaporation constante, indépendante de la charge. La totalité de la surface d'échange de l'évaporateur n'est utilisée qu'une fois en régime.
  C'est pourquoi il n'est utilisé que dans le cas d'installations dans lesquelles la charge ne varie pas beaucoup (machines à glace par exemple).

3. BILAN ENERGÉTIQUE

3.1 Efficacité énergétique de la machine frigorifique

L'efficacité énergétique est donnée par le rapport entre la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur et la quantité d'énergie électrique totale absorbée par l'installation frigorifique, soit principalement le compresseur mais également les équipements annexes (ventilateurs, pompes de circulation d'eau, ...)
Reprenons les diagrammes du chapitre 1.2 :



Efficacité théorique d'une machine frigorifique

Le bilan énergétique d'une machine frigorifique apparaît sur le diagramme : toute l'énergie captée dans le bâtiment par l'évaporateur (II) , plus l'énergie utilisée par le compresseur (I), doit être évacuée par le condenseur vers l'air extérieur (I + II).
L'installation de réfrigération sera donc énergétiquement efficace si elle demande peu d'énergie électrique au compresseur pour atteindre une puissance frigorifique donnée à l'évaporateur.

Généralement, l'efficacité énergétique (EE.) est comprise entre 2 et 3. Une machine frigorifique de 100 kW, dont l'EE est de 2,5 demande 40 kW en puissance électrique.

Exemple: l'éclairage de 10.000 m2 de bureaux entraîne une puissance électrique de 200 kW (sur base de 20W/m2), mais demande 80 kW complémentaires si la charge thermique de l'éclairage est reprise par une installation de conditionnement d'air.

Remarques :

1° il ne faut pas confondre **efficacité énergétique** et **COP** ! Le COP, coefficient de performance, est le rapport entre l'énergie thermique délivrée au *condenseur* et l'énergie électrique demandée par le compresseur (c'est un terme qui vient de l'évaluation du rendement d'une pompe à chaleur).
On pourrait montrer que l'efficacité énergétique est toujours égale à (COP-1). Ainsi, une machine dont le COP est de 3,5 aura une efficacité énergétique de 3,5 - 1 = 2,5.
La confusion étant fréquente, il n'est pas inutile lorsque l'on compare le rendement des machines dans les documentations de constructeurs, de vérifier ce qui se trouve derrière l'appellation COP ou EE.

2° il est intéressant de s'inquiéter également de l'efficacité globale de la machine frigorifique installée, c'est à dire du rapport entre le froid produit et l'ensemble de toutes les consommations électriques engendrées, y compris les ventilateurs aux échangeurs, les pompes... !
Une machine frigorifique, avec une efficacité excellente, placée sur le toit d'un immeuble de plusieurs étages, peut voir son efficacité fortement chuter si la machine est placée en cave et que le condenseur est refroidi via un gainage d'air traversant les étages! La consommation du ventilateur sera importante dans le bilan final.

3° Il est très important de se rendre compte que l'énergie mécanique des ventilateurs et des pompes se dégradera en chaleur. Cette chaleur risque de venir en diminution de la puissance frigorifique, surtout pour les éléments du côté froid . Ce n'est donc pas seulement le COP ou l'EE qui se dégrade par la consommation électrique supplémentaire, c'est aussi la puissance frigorifique qui diminue.

3.2 Bilan énergétique annuel

Qui consomme de l'énergie ?

- le compresseur Cc
- les auxiliaires permanents Cp (ventilateurs, pompes, etc.)
- les auxiliaires non permanents Cnp (résistances de carter, etc.)
- le dégivrage éventuel Cd (notons qu'il augmente aussi les besoins de froid en produisant de la chaleur à l'évaporateur qu'il faudra compenser par un fonctionnement supplémentaire du compresseur en cycle froid)
- les pertes en réseau qui augmentent les besoins de froid, donc la durée de fonctionnement du compresseur (consommation intégrée dans Cc).

La consommation globale annuelle de l'installation est :

$$C = Cc + Cp + Cnp + Cd \qquad \text{(kWh)}$$

Des conditions de fonctionnement très variables

Il ne suffit pas, hélas, de multiplier la puissance de ces consommateurs par leur temps de fonctionnement...

En effet, la puissance du compresseur est fonction de ses conditions d'utilisation, donc des besoins de froid réels et de leur variation au cours d'une saison.
A tout besoin de froid correspond une condition de fonctionnement de l'installation (température d'évaporation, température de condensation). Et la chose se complique lorsque le fluide de refroidissement du condenseur n'a pas une température constante tout au long de la saison (ce qui est quasiment toujours le cas).

Pour déterminer la consommation d'énergie d'une installation, il est donc nécessaire d'intégrer tout au long de l'année les puissances absorbées à chaque régime de marche de tous les éléments consommant de l'énergie. Pour cela, il faut déterminer la variation des besoins de froid et le nombre d'heures correspondant à chacun de ses besoins ; ceux-ci seront spécifiques à chaque installation. Le calcul est donc complexe ... En pratique, c'est un compteur électrique qui pourra totaliser les consommations sur une saison.

Reprenons cependant l'exemple d'une installation frigorifique dont le bilan thermique est décrit dans l'excellent ouvrage de J. Bernier ("L'itinéraire d'un frigoriste" paru chez PYC- Editions) : l'analyse est intéressante pour visualiser l'origine des consommations d'une installation.

L'installation fonctionne toute l'année avec des besoins maximum de froid (Besoin de Froid = BF) de 10 kW. Pour simplifier, on répartira la puissance frigorifique par pas de 1 kW.
Le tableau ci-dessous illustre le calcul de consommation de cette installation fictive. Par exemple, l'installation a fonctionné durant 400 heures à 6 kW-froid, avec une température de condensation de 40°C.

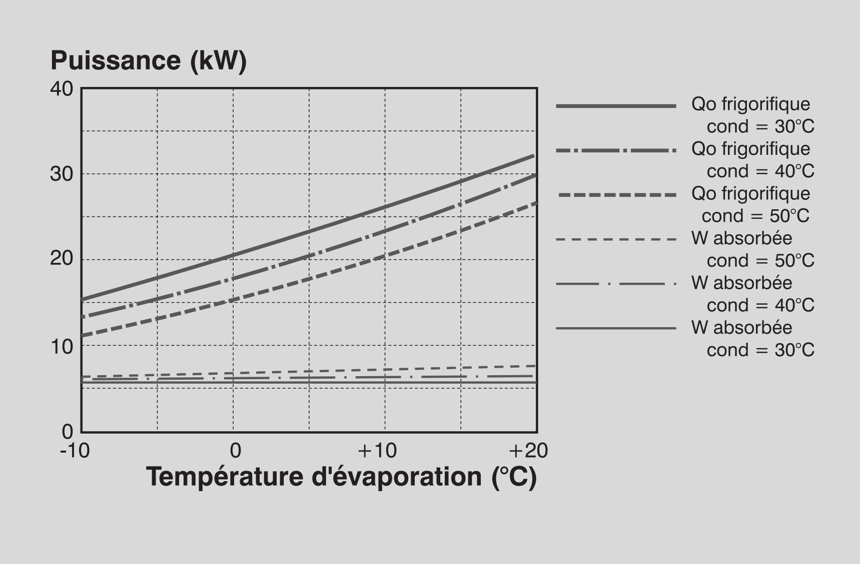
BF - Besoin de Froid (kW)	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
durée totale heures	800	1500	2000	1500	1000	700	500	300	260	200
durée heures condensation 50°	600	1000	1300	700	300	200	100	•	•	•
durée heures condensation 40°	200	400	500	600	400	300	200	80	60	50
durée heures condensation 30°	•	100	200	200	300	200	200	220	200	150

Exemple de répartition sur l'année des besoins de froid et des temps de fonctionnement à chaque régime (en heures)

On remarquera que le nombre d'heures de la deuxième ligne correspond à un total de 8 760 heures, soit une année.

Les lignes 3, 4 et 5 indiquent la répartition de ces heures en fonction du régime de fonctionnement du compresseur, lui-même fonction de la température extérieure.
Nous allons mettre en situation le compresseur et déterminer ainsi ses consommations partielles à chaque régime de marche. La température d'évaporation est supposée constante à - 10°C.

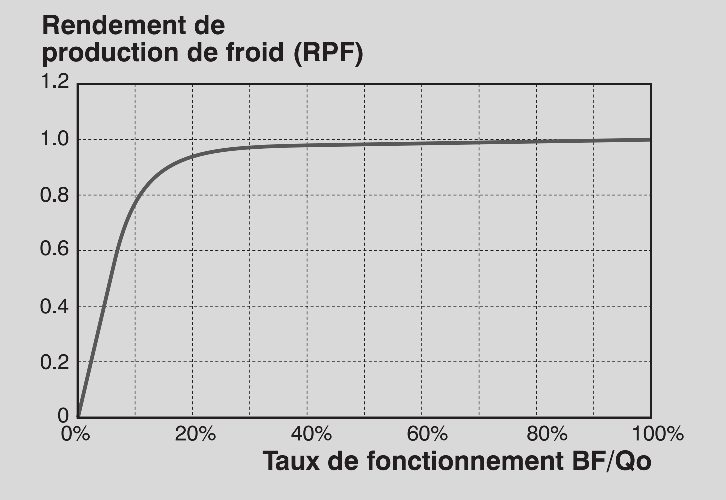
Consommation du compresseur
La puissance frigorifique et la puissance absorbée d'un compresseur varient suivant les températures d'évaporation et de condensation. La figure ci-dessous illustre ces variations pour notre exemple.
La puissance frigorifique au régime extrême - 10/+ 50°C est de 11 kW.
(On notera que les courbes utilisées correspondant aux conditions réelles de surchauffe et de sous refroidissement, et non aux conditions nominales données par le constructeur).



Reprenons maintenant notre tableau de fréquences que nous allons compléter avec:

- la puissance absorbée à chaque régime
- le taux de fonctionnement (pourcentage temps de marche horaire)
- le nombre d'heures de fonctionnement

Cependant, il faut savoir que pour les faibles taux de fonctionnement, le rendement de production de froid s'écroule littéralement. C'est normal, il ne doit pas seulement couvrir le BF, mais aussi la mise à température du circuit, qui après chaque arrêt se réchauffe complètement.



Exemple d'affaiblissement de la Production de froid en fonction du taux d'utilisation du compresseur (Rendement de production de froid RPF)

Ainsi, l'installation étudiée doit assurer pendant 50 heures une puissance froid de 1 kW lorsque la condensation se produit à 40°C. La figure ci-dessus prévoit à ce régime 13,2 kW frigorifique. Le taux de fonctionnement sera de 1 kW/ 13,2 kW, soit 7,5 %. Mais à un tel taux de charge, le rendement de production de froid est de 80%. Si bien que le temps de fonctionnement réel sera de:

50 heures x 1 kW/(0,80 x 13,2 kW) = 5 heures

D'une manière générale, le nombre d'heures de fonctionnement du compresseur hc à chaque fonctionnement partiel est égal à :

hc = nh x BF/(RPF x Qo)

avec hc, le nombre d'heures de fonctionnement du compresseur
nh, le nombre d'heures d'utilisation
BF, le besoin de froid
RPF, le rendement de production de froid
Qo, la puissance frigorifique disponible à l'évaporateur

La consommation totale annuelle du compresseur est égale à la somme de toutes les consommations partielles, aux divers régimes.

Besoin de Froid - BF (kW)	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
Régime - 10/50										
Nbre heures utilisat. nh	600	1000	1300	700	300	200	100	•	•	•
Puissance frigo Qo kW	11	11	11	11	11	11	11	•	•	•
Taux fonct. %	90%	82%	73%	64%	55%	45%	36%	•	•	•
Rendement RPF	100%	100%	100%	99%	99%	98%	98%	•	•	•
Puissance absorbée kW	6	6	6	6	6	6	6	•	•	•
Heures fonct. hc	545	818	945	445	164	92	37	•	•	•
Consommation Cc kWh	3270	4908	5670	2670	984	552	222	•	•	•
Régime - 10/40										
Nbre heures utilisat. nh	200	400	500	600	400	300	200	80	60	50
Puissance frigo Qo kW	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2
Taux fonct. %	76%	68%	61%	53%	45%	38%	30%	23%	15%	7,5%
Rendement RPF	100%	99%	99%	99%	98%	98%	97%	95%	91%	80%
Puissance absorbée kW	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6
Heures fonct. hc	152	275	306	321	185	116	62	19	10	5
Consommation Cc kWh	851	1542	1713	1800	1039	649	347	107	56	28
Régime - 10/30										
Nbre heures utilisat. nh		100	200	200	300	200	200	220	200	150
Puissance frigo Qo kW		15,2	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2
Taux fonct. %		59%	53%	46%	39%	33%	26%	20%	13%	6,5%
Rendement RPF		99%	99%	98%	98%	97%	95%	92%	89%	75%
Puissance absorbée kW		5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3
Heures fonct. hc		60	106	94	121	68	55	47	30	13
Consommation Cc kWh		317	563	498	640	359	294	250	157	70

Calcul de la consommation annuelle du compresseur

En additionnant toutes les consommations partielles, on trouve pour notre exemple:

Cc = 29 556 kWh/an (soit 106 400 MJ/an)

De la même manière, le temps total de fonctionnement annuel du compresseur est égal à la somme des temps de fonctionnement partiels aux divers régimes:

hc = 5 091 heures

Consommation des auxiliaires permanents

Comme leurs noms l'indiquent, ces auxiliaires consommateurs d'énergie fonctionnent en permanence. Dans notre exemple, le ventilateur de l'évaporateur fonctionne en permanence, soit 8.760 heures par an.

Il absorbe 500 W et va donc consommer par an:

Cp = 0,5 kW x 8.760 h = 4.380 kWh/an

Auxiliaires non permanents

Ce sont les auxiliaires asservis au fonctionnement du compresseur (ventilateur de condenseur, vanne magnétique départ liquide, résistance de carter, etc.)

Pour notre exemple, le ventilateur de condenseur absorbe 300 W et est asservi au compresseur. La bobine de l'électrovanne absorbe 10 W. Le compresseur comporte en outre une résistance de carter (non régulée) qui consomme 20 W quand le compresseur est à l'arrêt.

Nous avons vu que le compresseur fonctionnait 5.091 heures par an. Les auxiliaires non permanents vont donc consommer:

Cnp = (0,3 + 0,01) x 5.091 + 0,02 x (8.760 - 5.091)

Cnp = 1.651 kWh/an

Dégivrage

Estimer sans observation les consommations d'un dégivrage n'est pas chose toujours facile car leur fréquence est très variable. Pour notre exemple, nous estimerons en moyenne quatre dégivrages par jour de 15 minutes (0,25 heure) à l'aide d'une résistance électrique de 6 kW, ce qui conduit à une consommation annuelle de :

Cd = 6 x 0,25 x 365 x 4 = 2.188 kWh/an

Récapitulation des consommations annuelles

La consommation totale annuelle est égale à la somme des consommations de tous les composants de l'installation soit :

C = 29.556 + 4.380 + 1.651 + 2.188 = 37.775 kWh/an (soit 136.000 MJ)

Traduire en coût une telle consommation dépend essentiellement du régime tarifaire appliqué : entre 3 et 5 Fr/kWh, généralement. Tout dépend du moment de fonctionnement de l'installation : jour ? jour durant la pointe ? nuit ? ... (voir brochure sur la “ gestion de la pointe quart-horaire ”).

Quelle efficacité énergétique ?

Déterminons l'énergie froid utilisée sur l'année. Il suffit d'intégrer les besoins de froid sur l'année, donc de totaliser les produits des besoins frigorifiques par le temps, pour les 3 régimes de marche.

Besoin de froid -BF (kW)	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
Nbre d'heures régime - 10/50°C	600	1.000	1.300	700	300	200	100	•	•	•
Nbre d'heures régime - 10/40°C	200	400	500	600	400	300	200	80	60	50
Nbre d'heures régime - 10/30°C	•	100	200	200	300	200	200	220	200	150
TOTAL heures	800	1.500	2.000	1.500	1.000	700	500	300	260	700
BF x heures (kWh)	8.000	13.500	16.000	10.500	6.000	3.500	2.000	900	520	200

Exemple de calcul simplifié de l'énergie froid annuelle

L'énergie froid annuelle nécessaire est la somme des chiffres de la dernière ligne du tableau soit:

EF annuel = 61.120 kWh (220.000 MJ)

L'efficacité énergétique moyenne annuelle de l'installation frigorifique est le rapport entre l'énergie froid produite et l'énergie électrique consommée soit, pour notre exemple:

EEmoy = 61.120 / 37.775 = 1,62

Plus l'installation sera performante, bien réglée, et bien entretenue et plus ce coefficient sera élevé, ce qui veut donc dire tout simplement que moins l'installation sera gourmande en énergie électrique.

Remarque: ce coefficient EEmoy de 1,62 correspond à une installation frigorifique (« froid négatif ») et pas une installation de climatisation puisque la température d'évaporation est de -10°C . Généralement, une installation de climatisation aura une température d'évaporation positive, et le EEmoy dépassera 3 pour la saison. On notera également qu'aux USA, toute installation de climatisation ayant un EEmoy inférieur à 2,9 sur la saison, est interdite.

4. DIAGNOSTIC D'UNE INSTALLATION EXISTANTE

Les signes de surconsommation énergétique d'une installation frigorifique sont principalement :

- l'augmentation des temps de fonctionnement du compresseur, dont les causes sont
  > soit le manque de fluide frigorigène,
  > soit l'encrassement des échangeurs (condenseur et évaporateur),
  > soit encore le mauvais état du compresseur.

  Le placement d'un compteur horaire de fonctionnement sur l'alimentation du compresseur est un petit investissement qui permettra de déceler une dérive de consommation.

- la diminution de la température d'évaporation, dont la cause principale est l'encrassement des échangeurs,

- l'augmentation du nombre de démarrages pour les petites installations (compresseurs hermétiques des split-systems par exemple) ou du nombre de cylindres ou de compresseurs en service. Ceci est généralement dû à un encrassement du condenseur, à des fuites de réfrigérant ou à une mauvaise alimentation de réfrigérant liquide des détendeurs.

  Ils ne peuvent être pris en compte que si les autres paramètres restent constants, c'est-à-dire pour des conditions ambiantes identiques (même demande au point de vue température et humidité relative) et pour des conditions extérieures identiques (température de condensation, apports internes et externes).

Les tests à effectuer consistent soit à donner des indications sur un fonctionnement anormal de l'installation (mesure du courant absorbé en fonctionnement continu, comptage des heures de fonctionnement, mesure du débit de l'eau de la tour de refroidissement et du débit d'eau glacée,...), soit à vérifier l'efficacité énergétique de l'installation frigorifique, c'est-à-dire le rapport entre la puissance électrique absorbée et la puissance frigorifique fournie (voir chapitre 3).

- Certaines grosses installations comportent deux compteurs d'énergie qui intègrent le débit de fluide frigorigène et le delta T° avec lequel soit l'évaporateur, soit le condenseur travaillent. Ceci permet de connaître les consommations thermiques sur une période donnée (parfois, c'est sur la boucle d'eau glacée que se trouve le compteur d'énergie). L'énergie du compresseur peut alors être déduite puisque l'on sait que les relations suivantes sont toujours vérifiées :

  Puissance évaporateur + puissance compresseur = puissance condenseur
  Energie évaporateur + énergie compresseur = énergie condenseur

  Pour vérifier la qualité de l'installation, il faut établir ce bilan à plusieurs régimes de fonctionnement et le comparer à la courbe d'efficacité en fonction de la charge du constructeur. Chaque installation est particulière et il est donc difficile de comparer sa consommation à des ratios standards.
  Les seules références sont :
  > soit celles données par le constructeur,
  > soit l'installation elle-même, à une période antérieure, lorsqu'elle était soumise à une charge similaire.

- Pour une grande partie des installations à condensation par air, il est toutefois possible de vérifier les conditions de fonctionnement par mesure. On peut en effet mesurer approximativement le Δt des échangeurs, le COP et l'EE de l'installation. La mesure permet une précision suffisante pour déceler des anomalies à l'installation.

Comment procède-t-on ?
On fait les mesures pendant un temps "stable", la température extérieure étant de 20 à 30°C.
On fait en sorte que l'installation soit bien chargée, que le compresseur tourne en continu.
Le choix de la température extérieure doit être tel que le condenseur fonctionne à plein régime, tous les ventilateurs étant en fonctionnement continu.
On mesure :

- *avec un thermomètre :* la température de l'air aspiré par le condenseur Ta (en °C),
- *avec un thermomètre :* la température de l'air à la sortie du condenseur Ts (le plus près de la sortie possible, pour éviter que cet air soit déjà mélangé avec de l'air ambiant), et la température de l'air refoulé par l'évaporateur,
- *avec un anémomètre :* la vitesse √ de l'air parcourant chacune des batteries (en m/sec),
- *avec un kWh mètre :* l'énergie absorbée par le compresseur uniquement Pa (en kWh), éventuellement l'énergie absorbée par la totalité de l'installation Pt en kWh,
- *avec une montre,* le temps de fonctionnement du compresseur t (en heures),
- enfin, on mesure la surface frontale du condenseur S, la surface de la partie aspirant l'air (en m2).

On calcule :

Puissance condenseur	=	S x v x 1,2 x (Ts - Ta)	(kW)

Le facteur 1,2 est la chaleur volumique de l'air (1,2 kJ/m3.K) , et doit éventuellement être corrigée en fonction de la température.

Puissance absorbée	=	Pa / t	(kW)
Puissance totale	=	Pt / t	(kW)

La puissance évaporateur, le EE et le COP se calculent alors aisément.
Finalement, on mesure au manomètre (demander à un frigoriste) la pression d'aspiration et de refoulement du compresseur. En connaissant le réfrigérant, on peut déduire des tables la température d'évaporation T0 en °C et de condensation Tc en °C.
Sur base de toutes ces mesures, il est possible de déduire le point de fonctionnement de l'appareil et de vérifier son adéquation avec les données du constructeur et les données du concepteur de l'installation.

Cette méthode est précise à moins de 10 %, en fonction de la précision des mesures.

Pour l'avenir, il est important de bien noter les mesures et les résultats obtenus, pour vérification ultérieure et suivi de l'évolution du matériel.

La rentabilité énergétique des opérations de contrôle et de maintenance n'est pas évidente à chiffrer. Toutefois, on peut donner les indications suivantes (chiffres établis sur base de l'expérience de la société SECA mais qui n'ont pas fait l'objet de mesures en laboratoire),

- nettoyage régulier, au moins annuel, des batteries, de condenseurs à air et des évaporateurs directs - rentabilité de 10 à 30%:
  > 10% dans le cas d'un encrassement faible,
  > 30% si ce nettoyage n'a jamais été réalisé;
- nettoyage des échangeurs fluide frigorigène - eau (évaporateur et condenseur) : rentabilité de 15 à 25%;

L'absence d'entretien peut créer des surconsommations importantes :

- dégradation de la qualité de l'eau du circuit de condensation, absence d'installation d'adoucissement et de traitement anti-algues - surconsommation de 5 à 20% ;
- engorgement des filtres déshydrateurs sur le circuit de fluide frigorigène - surconsommation de 10 à 15%;
- dégradation de la qualité du fluide frigorigène - surconsommation de 10 à 30%, (Ce point a une autre conséquence, car le manque de fluide frigorigène peut provoquer le givrage de l'évaporateur et entraîner la destruction totale ou partielle de celui-ci).

Une simulation informatique réalisée par Mr De Smet de l'ABF a donné les résultats suivants :

Soit une machine frigorifique conçue pour fonctionner 16 heures sur 24 au régime -10°/40° avec des gaz aspirés à +10°, et avec un sous-refroidissement liquide de 6 K, et qui présente un manque d'entretien et une dégradation de l'isolation.
Elle fonctionne

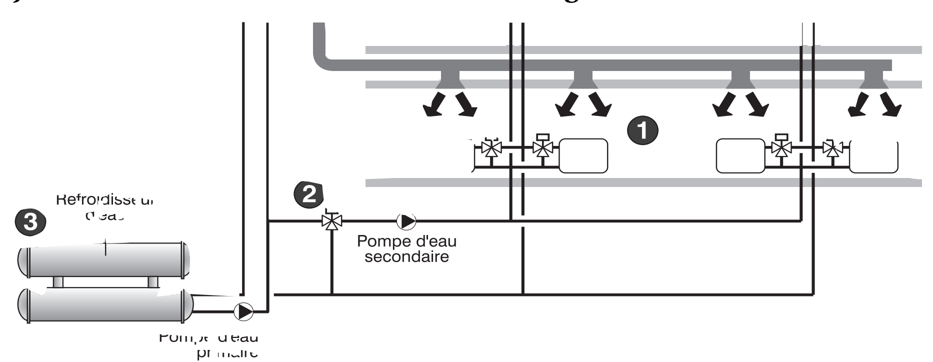
- à -15° (évaporateur partiellement pris en glace),
- à +50° (condenseur encrassé),
- avec une température d'aspiration des gaz de +15° (isolation des conduites endommagée).

Résultats : elle devra tourner 23h/24 pour un même bilan frigorifique et consommera 39% d'énergie en plus.
En appliquant ceci à un groupe de 7,5 CV en fonctionnement 4000 heures par an, cela entraîne une surconsommation de 6789 kWh/an, soit un surcoût de 27.200 Frs (à 4 Frs/kWh)
De quoi faire entretenir l'installation convenablement !

5. PROJET D'AMÉLIORATION DE LA RÉGULATION

Les projets d'amélioration peuvent être classés suivant 3 objectifs :

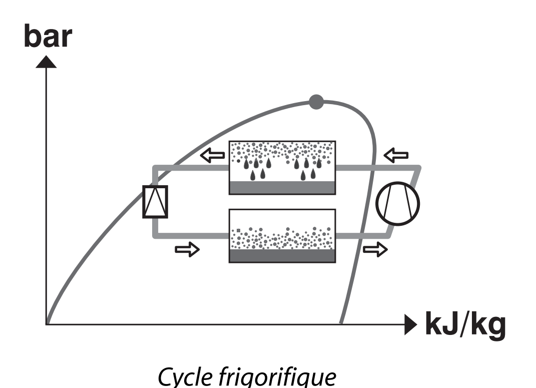
Objectif 1 : réduire la consommation d'énergie



Prenons l'exemple d'une installation où l'évaporateur refroidit la boucle d'eau glacée alimentant les ventilo-convecteurs, il est possible d'envisager 3 niveaux d'intervention: le local, la boucle d'eau glacée et le chiller.

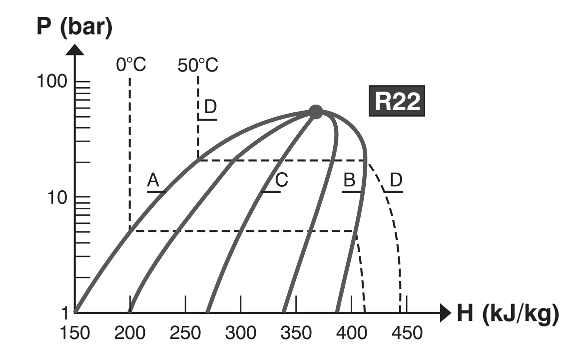
Les trois niveaux d'intervention sur la boucle d'eau glacée

- La mesure la plus évidente consiste à réduire les besoins de rafraîchissement des locaux, entraînant de facto la mise au repos du compresseur ! **(voir 4.1)**
- La diminution des pertes en ligne du fluide réfrigérant ou de l'eau glacée constitue un deuxième axe de réflexion. **(voir 4.2)**
- A besoin égal, l'efficacité énergétique développée au chapitre 3 nous entraîne à diminuer le travail du compresseur, c'est à dire à diminuer le taux de compression, entre la pression d'évaporation et la pression de condensation.



Cycle frigorifique

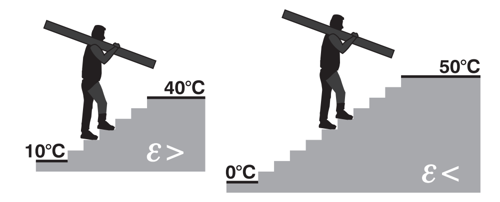
Les courbes de températures du diagramme HP nous montrent que ces pressions correspondent à des niveaux de température. Diminuer le travail du compresseur, c'est aussi diminuer l'écart de température entre évaporateur et condenseur.



Les températures dans le diagramme enthalpique

En pratique, on cherchera donc :

- à augmenter la température à l'évaporateur (utiliser de l'eau glacée moins froide) **voir 4.3**
- à diminuer la température au condenseur (profiter d'un air refroidisseur à plus basse température). **voir 4.4**



Cycle frigorifique

Ces modifications seront faites en concertation avec le constructeur du matériel, car chaque machine est conçue pour fonctionner dans des plages données. De plus, la responsabilité du constructeur sera dégagée si les paramètres de fonctionnement sont modifiés sans son accord.

Pour fonctionner correctement, un détendeur thermostatique du type classique doit disposer d'une pression de condensation correspondant à une température généralement comprise entre 30°C et 40°C. Si cette pression devient trop basse, le détendeur ne fonctionne plus correctement. Un détendeur électronique est nettement moins sensible à la pression de condensation.

Exemple chiffré

Une machine de climatisation est équipée d'un compresseur semi-hermétique de 4 CV, condensation par air, température d'évaporation +5°C, de condensation +40°C. Le fabriquant met à disposition un programme de calcul permettant à évaluer le comportement du compresseur à d'autres températures d'évaporation et de condensation. Nous trouvons :

Température d' évaporation °C	Température de condensation °C	Puissance W évaporateur	Puissance W absorbée	EE	rapport EE
+5	+40	17 210	4 265	4.03	100 %
+0	+40	14 490	4 120	3.52	87 %
+5	+50	15 060	4 955	3.07	77 %

Il est important de remarquer aussi qu'une température d'évaporation plus élevée fera augmenter la puissance de condensation. Ceci entraînera une augmentation de la température de condensation qui fera perdre une partie de l'avantage obtenu. Ceci démontre encore une fois l'importance d'un condenseur suffisamment grand.

- A charge partielle (en dessous de 20% de sa puissance nominale), le rendement de production de froid d'une machine frigorifique s'écroule ! Par un fractionnement de la puissance installée, par un entraînement à vitesse variable, ... il faut adapter la puissance à la demande **(voir 4.5)**

- Enfin, on peut également chercher les solutions qui permettraient de se passer de l'installation frigorifique! On pense tout particulièrement aux périodes d'hiver ou de mi-saison pour lesquelles un by-pass de l'installation frigorifique peut être envisagée: ce sont les techniques de "free chilling". **(voir 4.6)**

Objectif 2 : réduire la pointe de courant électrique appelée par l'installation

On sait que les bâtiments climatisés ont avantage à bénéficier de la tarification électrique dite "horo-saisonnier" (voir brochure "gestion de la pointe horaire"). Mais celle-ci pénalise certaines heures de la journée (tout particulièrement les "heures de pointe" en hiver). Et tous les tarifs privilégient la consommation d'électricité nocturne. Aussi, une gestion de la charge par délestage ou par déplacement des périodes de fonctionnement doit être étudiée.

C'est dans ce but de produire du froid la nuit que sont installés des bâches d'eau glacée ou des bacs à glace. Un étalement de la charge frigorifique est ainsi réalisé et permet dès lors un sous-dimensionnement de la puissance installée et un fonctionnement plus régulier des compresseurs. Elle sous-entend malheureusement des pertes supplémentaires suite au stockage du froid.

Cette technique est intéressante par le lissage du profil de la consommation électrique et fera l'objet d'une prochaine brochure.

Remarque :

- les pompes de circulation des groupes froids ont souvent tendance à être surdimensionnées. En effet, comme le réseau fonctionne avec un très petit écart de température (ex : régime 6° - 12°) , les débits ont tendance à être très élevés. Si, par temps très chaud, un régime 6° -12° tourne en 6° - 9°, le surdimensionnement est de 2. Les puissances étant proportionnelles au cube des débits, un surdimensionnement par 2 entraînera une consommation multipliée par 8 ! Pour plus de détails sur ces économies potentielles d'électricité, voir la brochure " l'adaptation des vitesses aux besoins ".

Objectif 3 : améliorer la maintenance de l'installation :

L'amélioration de la régulation peut également avoir pour objectif de privilégier le bon fonctionnement du matériel, en diminuant ainsi le risque de panne et en améliorant la longévité du matériel. (voir chap. 7)

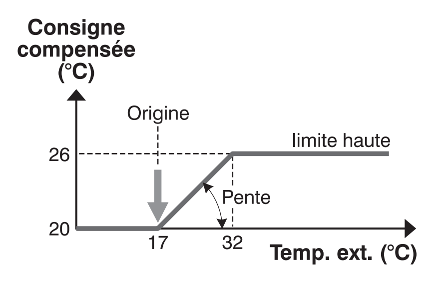
Remarques :

- Pour l'ensemble des actions développées ci-après, il n'est pas forcément nécessaire d'établir de savants calculs de rentabilité ! Souvent, la méthode par essais successifs (modification de la consigne, ...) entraîne des économies importantes, sans même que l'utilisateur ne s'en aperçoive... Il est cependant toujours utile de consulter préalablement le fournisseur du matériel.

- Il est également possible de récupérer la chaleur évacuée au condenseur afin de préchauffer l'eau chaude sanitaire ou l'air de ventilation, mais ce sujet fera l'objet d'une prochaine brochure.

5.1 Diminuer les charges thermiques dans les locaux

Pour ce faire, voici les différentes suggestions à adapter en fonction du contexte :



consigne compensée en fonction de la température extérieure

- **rehausser la consigne de température intérieure des locaux.** Par exemple, il est utile d'installer une consigne flottante, encore appelée consigne compensée.
  La consigne intérieure augmente en fonction de la montée de la température extérieure et plafonne à 26° pour une température extérieure de 32° C. En effet, le corps humain est surtout sensible à l'écart relatif de température par rapport à l'extérieur.
  Il est intéressant également d'étudier les possibilités de variation de la température autour de la consigne. Si une variation de +/- 1° est acceptable, il n'est pas recommandé de se fixer des contraintes plus sévères. En effet, un plus petit différentiel entraînera des cycles de fonctionnement courts, ce que le compresseur n'appréciera pas ...

- **N'enclencher le groupe froid que pour un seuil de température extérieure minimal suffisant (verrouillage par un thermostat, à 24°C par exemple).**

- **Installer des stores extérieurs,** protection simple et efficace moyennant une gestion adéquate, telle que laisser les stores extérieurs fermés en cas d'inoccupation des locaux (ainsi que le week-end) et fermer les stores dès le matin avant l'arrivée du soleil. (voir la brochure "choisir une protection solaire").

- **Confiner les équipements de bureautique,** tels que photocopieuses, imprimantes laser, ... dans des locaux spécifiques. Ces locaux ne seront pas climatisés mais unique ment ventilés. De même, les ordinateurs non utilisés seront arrêtés par un programme de gestion interne (voir la brochure "bureautique").

- **Eviter l'éclairage des locaux les jours de grande clarté.** Une gestion de l'éclairage en fonction du niveau d'intensité lumineuse existant dans les locaux est possible (voir la brochure "relighting").

- **Limiter la ventilation des locaux** au débit d'air neuf minimum si l'air extérieur est plus chaud que l'air intérieur (voir brochure "ventilation à la demande").

- Eviter toute destruction d'énergie
  > <u>lorsque chaud et froid sont produits simultanément.</u> Il n'est pas rare de rencontrer des installations où simultanément les radiateurs donnent de la chaleur et le groupe frigorifique refroidit l'air de ventilation ... Egalement, une demande de chauffage dans certains locaux et de refroidissement dans les locaux voisins suppose une installation capable de gérer cette situation sans que du froid ne soit " cassé " par le chaud (régulation par mélange à proscrire). Mieux, il est possible actuellement de récupérer la chaleur extraite d'un local à refroidir pour chauffer les locaux demandeurs de chaleur (brochure sur la climatisation de type VRV... à réaliser prochainement !).
  > <u>lorsque une humidification suit la déshumidification.</u> En effet, lorsque la température de la batterie de froid est basse, l'air n'est plus seulement refroidi, il est également déshumidifié. Cette opération ne doit pas être suivie d'une opération d'humidification. En mi-saison, il sera très utile de vérifier les cycles réels fait par le groupe de climatisation. Bien souvent, l'arrêt de l'humidification lorsque la température extérieure dépasse 10°C entraîne des économies substantielles et n'est pas perçu par les utilisateurs du bâtiment.

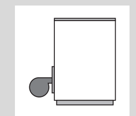
- ***Stopper la circulation dans les circuits non demandeurs en hiver***, dans les réseaux qui doivent fonctionner toute l'année.

- ***Stopper les installations la nuit et les W-E***, si pas de besoin.
  Cette proposition doit être étudiée avant d'être appliquée.
  > Si le bâtiment est très peu inerte, l'installation doit être stoppée la nuit. Le refroidissement naturel nocturne sera favorable (il peut même être favorisé par une ventilation nocturne accélérée, si des taux horaires de renouvellement d'air supérieurs à 4 sont possibles). Tout arrêt nocturne entraîne systématiquement des économies énergétiques puisque les pertes de maintien sont annulées. Et ceci, même si ultérieurement il faudra remettre la boucle d'eau glacée en régime.
  > Par contre, un bâtiment très inerte accumulera dans ses parois une quantité importante de chaleur et un fonctionnement nocturne de la climatisation (à bas prix du kWh électrique) permettrait de le décharger de la chaleur excédentaire avant le début de la journée suivante. A défaut, la chaleur devra être évacuée au matin, entraînant une puissance appelée supplémentaire.

Si l'arrêt des installations est décidé, attention au redémarrage ! Toute l'eau glacée sera à refroidir ! Il faut vérifier si le condenseur et/ou la tour de refroidissement sont suffisamment dimensionnés.

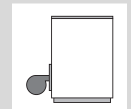
Solutions :

- on peut placer un by-pass avec vanne trois voies, de telle sorte que le compresseur tourne d'abord "dans son jus" et que la vanne ouvre progressivement l'arrivée d'eau à refroidir.



on peut faire le parallèle avec les chaudières dont on ouvre progressivement l'arrivée d'eau de retour de l'installation pour éviter les condensations.

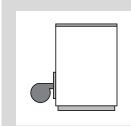
- une autre solution consiste à refroidir d'abord l'eau du ballon tampon (s'il est existant) et ensuite l'eau de la boucle d'eau glacée (en pratique, une temporisation est placée sur le démarrage des circulateurs d'eau glacée).
  Remarque : *Il ne faut pas couper l'installation par période de fortes chaleurs (sauf réserve de puissance importante pour la relance, condenseur surdimensionné,...). Autrement, au démarrage, le pressostat de la haute pression risque de déclencher car la demande est trop importante...*



de la même manière qu'on ne coupe pas une chaudière la nuit s'il fait -10'C extérieur, sauf chaudière surdimensionnée.

5.2 Augmenter la température de départ du circuit d'eau glacée

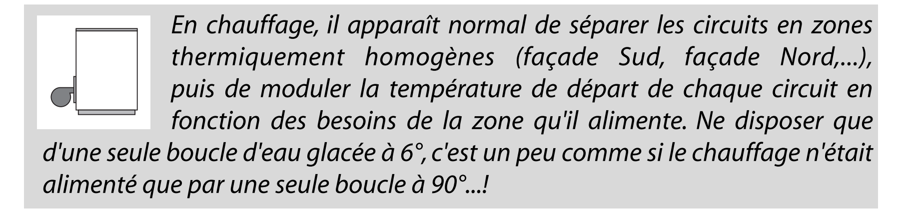
Le bureau d'études a dimensionné l'installation afin de répondre aux conditions extrêmes de température extérieure (+/- 32°C) et d'ensoleillement (ciel serein). Par exemple, il a prévu pour la boucle d'eau glacée le régime : départ 6° - retour 11°.



En chauffage, le bureau d'études dimensionne l'installation pour -10° extérieur et propose un circuit en régime 90°-70°.

La boucle d'eau glacée circule dans un bâtiment à 22°. Elle présente donc des pertes tout au long de son parcours. En rehaussant la température de départ de l'eau, on diminuera le ΔT° et donc les pertes. De plus, on va limiter la déshumidification de l'air dans les locaux, déshumidification qui n'est pas toujours nécessaire et qui pourtant entraîne une consommation supplémentaire superflue à l'évaporateur.

Si l'installation comporte plusieurs types de locaux, dont les besoins sont différents, cela se complique ! Mais des solutions existent.
Par exemple, s'il existe :
> un local informatique, avec des besoins constants toute l'année,
> un local plein sud avec larges baies vitrées, avec des besoins variables en fonction de la température extérieure et de l'ensoleillement, on peut réaliser des départs différents commandés à des températures différentes, via des vannes trois voies motorisées.



En chauffage, il apparaît normal de séparer les circuits en zones thermiquement homogènes (façade Sud, façade Nord,...), puis de moduler la température de départ de chaque circuit en fonction des besoins de la zone qu'il alimente. Ne disposer que d'une seule boucle d'eau glacée à 6°, c'est un peu comme si le chauffage n'était alimenté que par une seule boucle à 90°...!

De plus, diverses adaptations de l'installation sont possibles afin de mieux "coller" aux besoins variables:

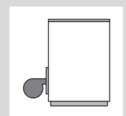
- **1ère possibilité :** réaliser une température glissante sur le départ de l'évaporateur, (6° en été, 9° en mi-saison, 12° en hiver).

Pour que cette solution convienne à l'installation, il faudra donc que le profil de consommation du bâtiment soit lié d'assez prêt à l'évolution de la température extérieure. En climatisation, c'est le cas lorsque les besoins de réfrigération sont ceux liés au traitement de l'air neuf.
Par contre, les apports dus aux machines, à l'éclairage, aux personnes sont constants. Les apports solaires sont liés à l'évolution de la température extérieure (c'est en été que température et soleil sont au maximum) mais le soleil peut être important certaines journées d'avril...
De plus, il faut que l'installation le permette :
- avoir des compresseurs qui autorisent une température d'évaporation suffisamment élevée et des échangeurs permettant de fonctionner dans ces conditions,
- avoir une régulation de commande disponible (certaines machines "standards" ne donnent pas accès à la modification de la température d'eau de départ).

En fait, agir sur la température de départ de l'eau glacée suppose une bonne connaissance de son installation et de l'origine des apports à vaincre. Par exemple, il sera très utile de suivre l'évolution de l'écart de température (départ - retour) de l'eau glacée durant l'année : un départ 6° - retour 8° en hiver suivi d'un régime 6° - 11° en été est signe qu'il

est possible de remonter la température de départ en hiver, puisque les besoins sont faibles. Encore faut-il ne pas avoir un local dont les besoins sont constants toute l'année (local informatique, par exemple) et dont la puissance de l'émetteur est juste suffisante (il devra toujours être alimenté à 6°).
En mi-saison, l'installation pourra toujours répondre à un apport solaire momentané, mais proportionnellement avec une puissance maximale plus faible puisque la température de départ de l'eau glacée sera plus élevée.

Cette régulation peut se faire, soit manuellement (2 ou 3 adaptations par an), soit automatiquement. Dans ce cas, il faudra trouver l'emplacement du capteur qui sera fidèle des besoins de l'installation.



Un régulateur avec courbe de chauffe adapte la température de départ en fonction de la sonde extérieure. La température de départ est adaptée au besoin du consommateur le plus exigeant (c'est parfois la présence d'un préparateur d'eau chaude sanitaire qui va imposer la température de départ minimale)

Exemple d'application : l'évolution de la performance de l'équipement informatique entraîne généralement une baisse des consommations d'énergie et donc des puissances thermiques à évacuer. Si jadis on dimensionnait à du 450 W/m2, on table actuellement sur 150 W/m2. Les anciennes installations, à présent surdimensionnées, verront donc favorablement leur température de départ d'eau glacée augmenter. A noter : attention à la puissance des ventilateurs, prévus pour transporter la puissance d'origine car ils risquent de constituer à présent une partie importante de la charge frigorifique !

- **2ème possibilité : maintenir les températures de retour les plus hautes possibles,**

Pour cela, on peut réguler les éléments terminaux (comme les ventilo-convecteurs, les centrales d'air, les sous-stations, ...) avec des vannes deux voies. Lorsque les besoins diminuent, le débit de la boucle diminue également. Pour maintenir la pression constante aux bornes des équipements, on utilise des pompes à débit variable pilotées soit par la température de retour, soit par la pression.

Par opposition à la 1ère possibilité de régulation sur sonde extérieure, on réalise ici une régulation sur boucle fermée plus fidèle aux besoins du bâtiment. Pour l'évaporateur, ce n'est plus la température de départ qui est relevée, mais la température moyenne de fonctionnement qui est augmentée (régime 6° - 14° par exemple).

Remarque :

En thermique, il existe deux manière de réguler : agir sur le débit ou agir sur la température. Moduler le débit sous-entend conserver une température constante.
Or, en chauffage, le régime de température adopté lors du dimensionnement du matériel est élevé : généralement 90°-70°. Ceci entraîne un écart de température élevé par rapport à l'ambiance et donc des pertes de maintien élevée. On aura donc tout intérêt à réguler sur la température.
En réfrigération, par contre, le régime classique 6°-11° ou 7°-12° présente peu d'écart par rapport à l'ambiance. De plus, le débit est important (à puissance égale, il faudra 4 fois plus de débit pour transporter du froid que du chaud puisque le ΔT° est 4 fois plus petit) et sa modulation est plus aisée. Si les besoins sont fort variables, on sera dès lors plus facilement tenté par une régulation sur le débit, avec une température de départ constante, une température de retour la plus élevée possible... et des économies d'énergie sur le transport de l'eau par l'utilisation d'une pompe à vitesse variable.
Cependant, un débit minimum dans l'évaporateur est requis par le constructeur, sous peine de le geler à certains endroits. L'installation devra comprendre un by-pass de recyclage.

5.3 Diminuer la température au condenseur

Rappelons qu'abaisser la température de condensation, c'est abaisser le niveau de pression à la sortie du compresseur, c'est donc diminuer le travail de celui-ci et l'énergie qu'il consomme.

Par exemple, abaisser la température de condensation de 10°C génère généralement plus de 10 % de réduction de la puissance électrique...
De plus, une basse température de condensation entraîne un niveau moins élevé de pression, ce qui permet souvent de choisir un compresseur d'un modèle plus petit, donc moins cher.

Comment abaisser la température au condenseur ?

1° En augmentant la surface de l'échange.

On n'hésitera pas à investir dans la surface d'échange du condenseur lors de l'acquisition. Il sera utile d'interroger le constructeur : quelle sera la diminution des coûts d'exploitation si la surface est augmentée de 10% ?

2° En favorisant l'échange de chaleur

- par un nettoyage des ailettes (condenseurs à air)
- par un détartrage des conduites (condenseurs à eau)
- par une augmentation du débit d'air extérieur :
  cette action ne doit cependant pas entraîner une surconsommation trop importante du ventilateur du condenseur, qui viendrait alors réduire l'intérêt de diminuer la consommation au compresseur ! L'utilisation d'une ventilation à 2 vitesses ou à vitesse variable est ici très utile. C'est réellement un bilan d'exploitation tenant compte des heures de marche aux différents régimes qu'il faudrait réaliser avant de décider de la température de condensation à adopter.

3° En abaissant la température de l'air extérieur

L'emplacement du condenseur doit éviter un réchauffement local de l'air ; par exemple, un condenseur placé sur une toiture couverte de roofing noir entraînera une surchauffe locale de l'air de plusieurs degrés en période d'ensoleillement ... Un autre emplacement ou le placement d'un système d'ombrage permettra d'abaisser ce niveau de température.

Attention aux problèmes liés à la diminution de la température de condensation !

En fait, l'objectif énergétique peut aller à l'encontre du souhait du constructeur !
Diminuer la température de condensation, c'est aussi abaisser la pression de condensation. Or le constructeur souhaite qu'une différence de pression minimale existe au niveau du détendeur, pour assurer une quantité de débit de fluide frigorifique suffisante dans le détendeur. C'est la haute pression qui pousse le réfrigérant à travers l'orifice de la vanne du détendeur. Avec une haute pression trop faible, l'alimentation en réfrigérant est insuffisante, particulièrement au démarrage. Le compresseur aspire mais il est sous-alimenté. La basse pression devient aussi insuffisante et le groupe se met en sécurité basse pression. Mais comme cette sécurité est à réenclenchement automatique, le groupe "pompe", se fatigue et finalement déclenche par son thermique.

Il est donc nécessaire de maintenir une haute pression suffisamment élevée.

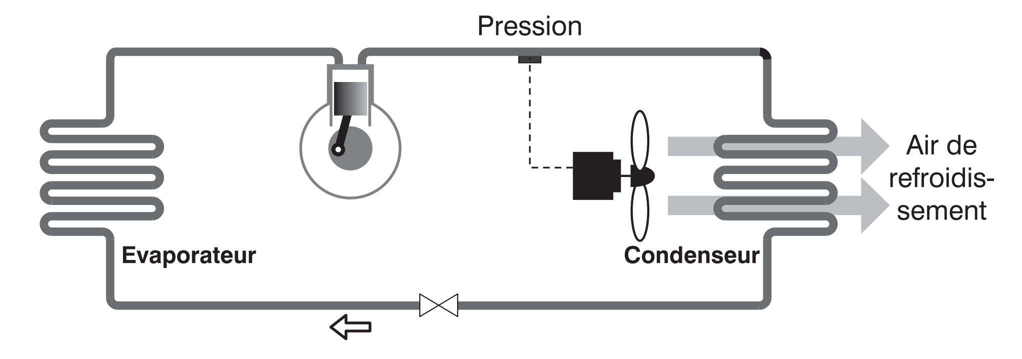
Dès lors, le constructeur impose une pression minimale, côté HP, à la sortie du condenseur (par exemple 12 bars pour le R22).

Ce problème existe déjà en hiver...

Les condenseurs à air sont calculés en général pour permettre la condensation avec un ΔT° de 15 à 20°C entre la température de l'air extérieur et la température de condensation. La température maximale de l'air extérieur est, en Belgique, considérée à +30 ou +32°C (en été).

Mais en hiver, si l'air est à 0°C, la surface d'échange devient excessive. De plus, on n'aura plus besoin de la pleine puissance frigorifique. De sorte que le condenseur sera largement surdimensionné pendant les périodes froides.

S'il fait plus froid dehors, le constructeur va diminuer le débit d'air de refroidissement (en coupant l'un ou l'autre ventilateur, par exemple), mais il va maintenir le niveau de pression ! En fait, la régulation des ventilateurs est réalisée sur base du pressostat HP.



régulation du refroidissement du condenseur

> Economie sur le ventilateur mais pas sur le compresseur !

Il est cependant possible d'agir :

Supposons que le ventilateur du condenseur fonctionne en tout ou rien : par exemple, il s'enclenche lorsque la pression monte à 16 bars et déclenche lorsque la pression descend à 12 bars. Ceci entraîne des cycles on-off "rapides" (+/- 2 min.) et une "fatigue" du moteur. De plus, la mise en route brutale du ventilateur provoque une chute soudaine de la pression et de la température de condensation. Ceci provoque à son tour une ré-évaporation du liquide resté à la même température. Les bulles de vapeur provoqués par ce phénomène peuvent perturber le bon fonctionnement du détendeur et donc de l'installation (« flash gaz»).

Si par contre, on utilise un ventilateur à vitesse variable (moteur spécial ou régulateur de vitesse de rotation externe), en plus de la réduction de consommation du ventilateur, on optimisera le fonctionnement du compresseur qui restera régulé à 12 bars (dès que la pression augmente, le ventilateur accélère; et si la charge augmente encore, c'est la pression qui augmente naturellement). Si le condenseur dispose de plusieurs ventilateurs, on obtient un résultat similaire à partir d'une mise en cascade des ventilateurs, via un pressostat à plusieurs étages.

Cette fois, la pression de condensation est stable, ce qui évite la formation de bulles de gaz à l'entrée de l'évaporateur.

Remarque : installer la vitesse variable sur un ventilateur peut demander le remplacement du moteur du ventilateur.

Mais cet investissement est subsidié par le distributeur électrique, et peut permettre de résoudre des problèmes de bruit.

Cas particulier

Comme le condenseur est entièrement à l'extérieur, par très basse température, c'est toute la masse métallique qui est à 0°C et, même clapets complètement fermés, le réfrigérant se condense à trop faible pression. Il faut dans ce cas rendre inopérants un certain nombre de tubes.

Pour les rendre inopérants, il suffit de remplir d'office certains tubes avec du réfrigérant liquide. Ce réfrigérant liquide sera sous-refroidi mais la surface d'échange du condenseur va manquer pour en condenser trop. Ce remplissage est obtenu par une vanne à 3 voies fonctionnant automatiquement et branchée sur un réservoir auxiliaire de réfrigérant.

Comme il faut une certaine quantité de liquide pour remplir ces tubes, il y a lieu de prévoir un réservoir et une quantité de réfrigérant suffisamment grande. Voir à ce sujet une publication dans la revue de l'UBF (Union Belge du Froid).

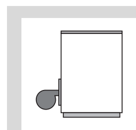
5.4 Adapter la puissance du compresseur aux besoins

La puissance d'une installation de réfrigération est déterminée en fonction des besoins maximum, c'est à dire pour des charges calorifiques maximum (équipement, soleil) et des températures extérieures très élevées.

Pendant la plus grande partie de l'exploitation, la puissance est donc excessive. Si la puissance ne peut pas être ajustée, le compresseur se met continuellement en marche et à l'arrêt, ce qui provoque des dégâts à court terme.

Du point de vue d'une utilisation rationnelle de l'énergie, il existe des procédés de réglage plus ou moins favorables:

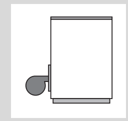
1. La meilleure solution consiste à répartir la puissance entre plusieurs compresseurs (ou choisir un compresseur à plusieurs étages, plusieurs cylindres ou plusieurs pistons par exemple). La puissance de réfrigération est réglée par la mise en marche ou l'arrêt des différents compresseurs .



Puissance de chauffe répartie sur
- *plusieurs chaudières*
- *plusieurs allures du brûleur*

Il en résultera
- un gain sur les kWh (énergie) :
  - car le "petit" compresseur alimentera un condenseur surdimensionné pour ses besoins, d'où une pression de condensation plus basse,
  - car le rendement du moteur du compresseur sera amélioré,
- une longévité accrue de l'installation par un fonctionnement plus régulier,
- une sécurité d'exploitation,
- un gain sur la pointe 1/4 horaire en kW (puissance), facturée par la société distributrice.

Il faut alors mettre en place une régulation :
- soit de la cascade des compresseurs,
- soit des étages de compression du compresseur,
- soit encore de la puissance sur les cylindres,
ce qui peut s'adapter sur une installation existante.



régulation de la cascade des chaudières

En général, on établit les enclenchements sur base de l'évolution de la température d'eau de retour (boucle), température qui constitue une image des besoins du bâtiment. Le tout est temporisé de telle sorte que les compresseurs ne s'enclenchent pas tous les uns à la suite des autres.

Une bonne solution peut être également de réguler en fonction de la température du ballon-tampon, lorsqu'il est existant.

Remarque :
Le ballon tampon amplifie l'inertie thermique de l'installation, ce qui prolonge la durée de fonctionnement des compresseurs. Il permet de résoudre le problème de l'anti-court cycle (c'est à dire la temporisation du démarrage si l'installation vient de s'arrêter) et de prolonger la durée de vie du matériel en diminuant le nombre de démarrages par heure ou par jour.
On dimensionne un ballon tampon de telle sorte que son stockage corresponde à 5 à 10 minutes de la consommation en eau.

2. Autre solution avantageuse: un moteur d'entraînement à deux vitesses ou, selon le genre d'entraînement, à vitesse variable. Le régime s'adapte à la puissance de réfrigération. A bas régime, il faut vérifier si la lubrification est suffisante. Cette technique est actuellement en plein développement. Le compresseur "scroll" s'y prête particulièrement.

3. Le réglage par la mise à l'arrêt de cylindres est moins favorable. Les cylindres tournant à vide ont pour conséquence que, pour une puissance de réfrigération de 50 % par exemple, la machine absorbe encore environ 65 % de la puissance d'entraînement.

4. A cet égard. le réglage par un étranglement dans la conduite d'aspiration n'est pas meilleur. On modifie alors la puissance de réfrigération en agissant sur le débit du réfrigérant.

5. Quant au réglage par bypass des gaz chauds, il faut le qualifier de « pur anéantissement d'énergie ». Dans ce cas, la puissance absorbée reste la même lorsque la puissance de réfrigération diminue. De plus, il provoque un échauffement du moteur. Dans la mesure du possible, il faut mettre ce système hors service dans les installations existantes.

Remarque:
Cette étape demande de connaître la puissance effective nécessaire en fonction des saisons. Aussi, on placera un simple compteur horaire sur l'alimentation électrique du compresseur pour connaître son temps de fonctionnement et donc sa puissance moyenne demandée.
Si l'installation doit vaincre les apports d'une machine spécifique à enclenchement discontinu, la puissance moyenne peut être trompeuse : à certains moments, c'est la puissance totale qui est demandée, et zéro le reste du temps....Idéalement, on enregistrera la puissance demandée, en relevant en parallèle la source des apports thermiques.

5.5 Profiter de l'air extérieur lorsqu'il est froid

Principe de base: lorsque la température extérieure descend sous les ... 12°...10°..., on peut fabriquer de l'eau glacée sans utiliser le groupe frigorifique !

Ceci sous-entend que l'installation s'y prête :
- parce qu'elle a des besoins constants, y compris en hiver
- parce qu'elle a des échangeurs surdimensionnés qui lui permettent de refroidir avec une eau à +/- 14°C
- idéalement, parce qu'elle dispose déjà d'un refroidissement à eau.

Le principe consiste alors à by-passer le chiller pour refroidir directement l'eau glacée en toiture. La rentabilité de ce type de projet est excellente... si l'installation s'y prête : l'investissement est alors pratiquement nul !

Différents systèmes sont possibles :

- **soit un refroidissement dans un aérorefroidisseur à air spécifique.**

- **soit un refroidissement dans un appareil mixte** qui présente un échangeur de condensation du fluide frigorifique et un aérorefroidisseur pour l'eau glacée, avec fonctionnement alternatif suivant le niveau de température extérieure (attention à la difficulté de nettoyage des condenseurs et aux coefficients de dilatation différents pour les 2 échangeurs, ce qui entraîne des risques de rupture).

- **soit un refroidissement par la tour fermée de l'installation** (l'eau glacée prend la place de l'eau de réfrigération du chiller). Dans ce type de tour, l'eau glacée n'est pas en contact avec l'air extérieur; c'est de l'eau qui est pulvérisée sur l'échangeur et qui refroidit par évaporation).

- **soit un refroidissement par la tour ouverte de l'installation** mais dans ce cas, l'eau glacée entre en contact avec l'extérieur et se charge d'oxygène, de poussières, de sable,... Ces impuretés viennent se loger dans les équipements du bâtiment (vannes de réglage des ventilos,...!) Les risques de corrosion sont tels que cette solution est à proscrire.

- **soit un refroidissement dans un échangeur à plaques traditionnel**, via l'eau de refroidissement du condenseur (eau glacée - eau de refroidissement - tour de refroidissement). Mais en plus de l'investissement à réaliser, cette solution entraîne un $\Delta T°$ supplémentaire de +/- 2°C, ce qui diminue encore la plage de fonctionnement de cette installation par l'air extérieur.

- **soit en plaçant une batterie d'échange à air** devant les orifices d'aspiration d'une tour de refroidissement, ce qui permet de réutiliser les ventilateurs de la tour.

Remarque:
d'une manière générale, le problème du gel de l'eau glacée doit être solutionné :
- soit par l'addition de glycol (attention lorsque l'on rajoute de l'eau ultérieurement !)
- soit par le placement de cordons chauffants.

5.6 Améliorer la régulation des périodes de dégivrage

Sur les petites installations, le dégivrage des évaporateurs à air peut se faire au moyen de :

- résistances électriques noyées dans l'évaporateur,
- dégivrage par gaz chauds : il y a inversion du cycle, les gaz comprimés sont injectés dans l'évaporateur. C'est le système le plus performant au niveau énergétique.
- arrêt du compresseur et ventilation forcée sur l'évaporateur pour des températures d'air supérieures ou égales à +4°C.

Dans certaines installations, le dégivrage est réalisé par cycle périodique, que du givre soit présent ou non sur l'évaporateur!
Les dégivrages étant coûteux en énergie (voir chap. 3), il convient de ne mettre en service le dégivrage qu'à bon escient, et donc de détecter la présence effective de givre au moyen de:

- soit un pressostat différentiel entre l'entrée et la sortie d'air,
- soit un thermostat différentiel entre l'air et le fluide frigorigène,
- soit un thermostat d'évaporateur,
- soit un pressostat basse pression,
- soit, pour les détendeurs électroniques, par une décision du microprocesseur de contrôle.

Un de ces appareils sera couplé à une horloge afin de limiter les séquences de dégivrage en fréquence et en durée.

La fin du dégivrage sera commandée par un thermostat placé dans l'évaporateur.

Pendant le dégivrage par résistances ou par inversion de cycle, la ventilation de l'évaporateur sera coupée (dans certains cas il est prévu en plus la fermeture de volets motorisés pour empêcher l'air de circuler par convection naturelle pendant le dégivrage).

Pour une bonne évacuation des eaux de dégivrage, il est nécessaire que sur tout son parcours, la tuyauterie d'évacuation soit à une température positive.

5.7 Isoler les conduites pour fluides frigorigènes

Il faut dans tous les cas isoler la conduite d'aspiration pour éviter une surchauffe. L'isolation de la conduite de refoulement n'est utile que s'il y a récupération de la chaleur de condensation.
Comme isolant, les gaines en caoutchouc synthétique en mousse à pores fermés conviennent bien puisqu'elles n'absorbent pas l'eau de condensation. Une épaisseur minimale de 13 mm est souhaitée en cas de réfrigération, et de 19 mm en cas de congélation.

5.8 Récupérer la chaleur de condensation

Le sujet est juste cité ici pour mémoire. Il est tellement important qu'il fera l'objet d'une brochure à part entière.
En effet, il est anormal de rejeter de la chaleur par le condenseur en toiture si des besoins de chaleur sont également présents ailleurs dans le bâtiment ! Le système le plus simple consiste à chauffer ou préchauffer l'eau chaude sanitaire du bâtiment en envoyant les gaz chauds (sortie de compresseur) vers le ballon de préparation d'eau chaude sanitaire.
L'essentiel est de repérer l'existence de besoins de chaleur couvrant une bonne part du temps de fonctionnement de la machine frigorifique.

6. ÉTUDES DE CAS

6.1 L'alimentation en eau glacée du site ROUSSEL UCLAF à Compiègne

Problème :

Le bureau d'études est contacté parce que la capacité frigorifique distribuée est insuffisante, et que des extensions sont envisagées, tant à l'utilisation qu'à la production.

Analyse :

Les pompes primaires du réseau alimentent la circulation d'eau glacée sur l'ensemble du site (7.000 kW frigorifiques), à la fois dans le réseau et dans les équipements terminaux . De plus, une grande variété d'équipements sont rencontrés : vannes deux voies, vannes trois voies, sous-station avec pompe de reprise,... Il apparaît que l'installation a grandi anarchiquement, par repiquages successifs, en ajoutant une pompe là où un défaut d'alimentation se faisait sentir,...et en déséquilibrant simultanément l'ensemble du circuit !
L'installation ne manque pas de puissance mais d'une bonne distribution de la puissance installée.

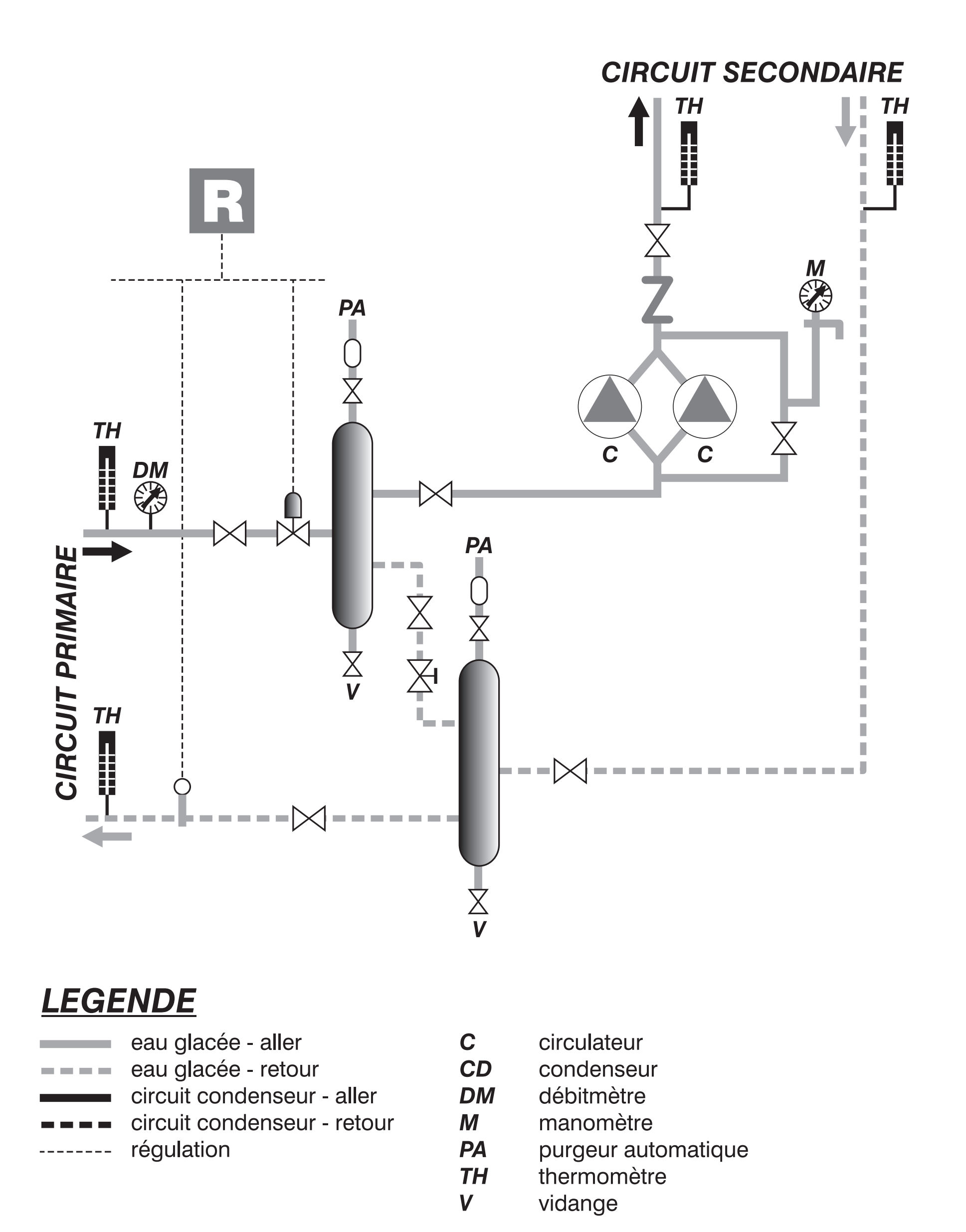
Propositions d'amélioration

Dans une première phase, il est suggéré de résoudre les problèmes hydrauliques :

- ***indépendance utilisation/distribution :*** création de sous-stations dont le débit et la perte de charge coté distribution primaire soient constants et donc indépendant du fonctionnement des circuits secondaires qui disposeront de leur propres pompes.

  Ces sous-stations seront constituées de deux collecteurs, l'un pour l'aller, l'autre pour le retour, reliés entre eux par une canalisation d'équilibrage. Les collecteurs sont alimentés par la distribution d'eau glacée et alimentent eux-mêmes les circuits secondaires desservants les équipements terminaux.

  Les débits dans les réseaux primaire et secondaire sont indépendants et la différence de débit circule dans la canalisation d'équilibrage. Celle-ci est dimensionnée de telle façon que la perte de charge qu'elle induit n'influence pas le fonctionnement du réseau.



- ***indépendance distribution/production :*** interposition de deux bouteilles, une sur le départ, l'autre sur le retour, reliées par un collecteur d 'équilibrage.

  Coté groupe froid, l'eau est mise en circuit par des pompes spécifiques à chacun des groupes frigorifiques.

  Les débits et pertes de charge dans chacun des circuits desservants chacun des groupes froids ne dépendent que du fonctionnement du groupe concerné exception faite de la canalisation commune dont la faible influence est rendue négligeable par un branchement en boucle de Tiechelmann.

  Coté distribution, ce sont les pompes de distribution qui assurent le mouvement des fluides. On peut remarquer que les débits coté groupes et coté distribution peuvent être très différents sans que cela ne pose de problème hydraulique.

  Les deux bouteilles auront de plus la fonction d'augmenter l'inertie thermique des réseaux, permettant ainsi une meilleure réponse aux pointes de consommations et une amélioration du fonctionnement de la régulation des groupes.

- ***adaptation des pompes***

  Il devient nécessaire de remplacer les pompes de circulation pour créer un ensemble de pompes dont le point de fonctionnement serait : 1050 m^3/h - 15 mCE.

  Afin d'améliorer le fonctionnement des groupes du point de vue thermique, il est souhaitable de maintenir un écart de température aussi grand que possible entre l'aller et le retour et ce quelle que soit la demande en puissance.

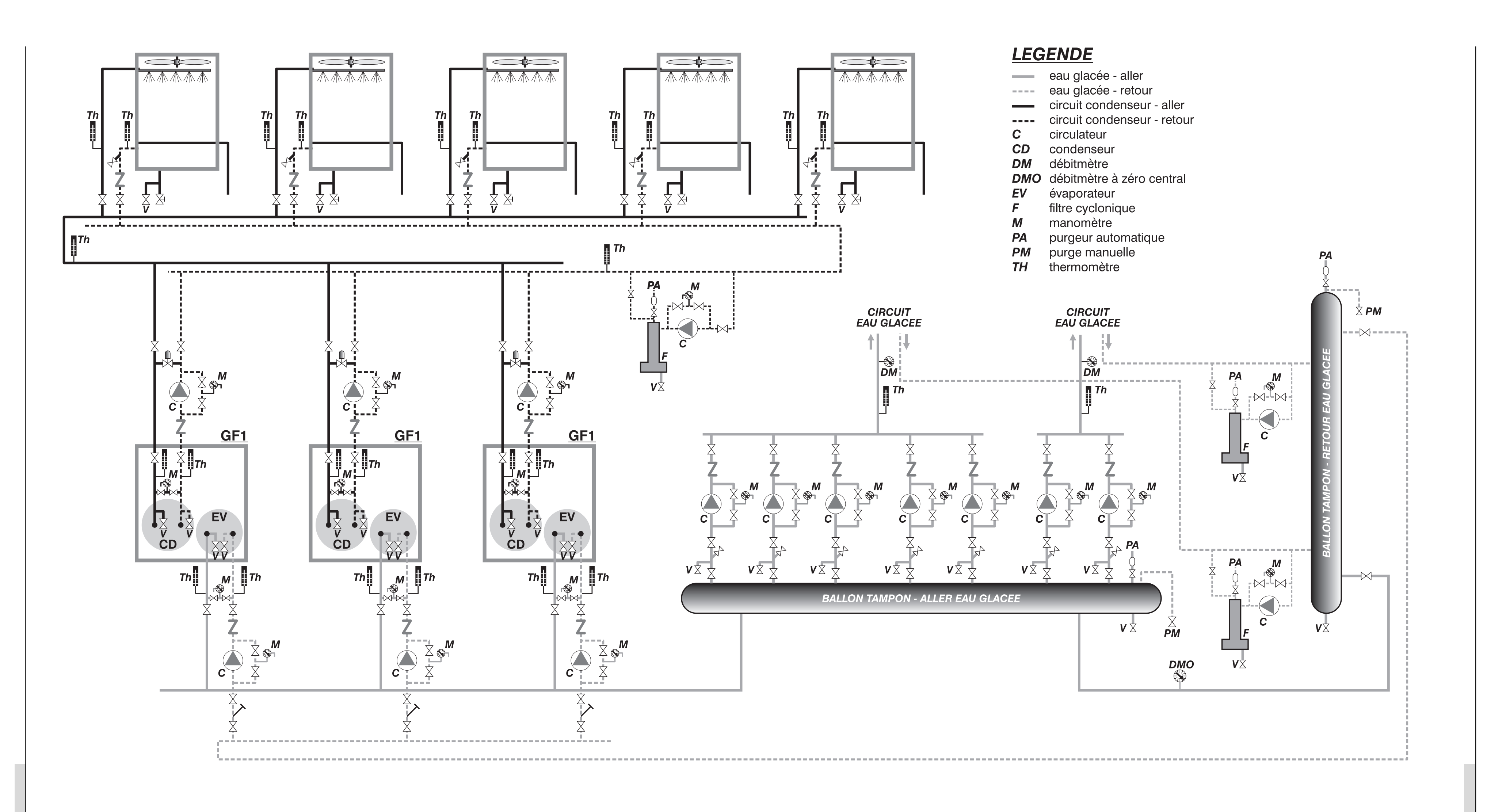
  Il faut pour cela adapter le débit dans le circuit de distribution à la demande. L'indépendance hydraulique de la distribution rend cela possible et il suffit alors de mettre en place une variation de vitesse sur les pompes.

  Cela implique de placer des vannes deux voies aux sous-stations asservies à la demande, c'est à dire à la température de retour, d'enclencher cinq pompes en cascade en fonction de la demande, c'est à dire de la résistance hydraulique du réseau, et de faire varier la vitesse de la dernière pompe enclenchée de façon à maintenir constante la perte de charge du circuit, et, par voie de conséquence, la température de retour.

  Le choix a été fait d'installer cinq pompes 210 m^3 /h - 15 mCE avec une courbe caractéristique suffisamment plongeante pour permettre un fonctionnement véritable de la régulation.

Conclusions :

La nécessité d'augmentation de la production sera réévaluée après la mise en place de ces modifications (estimées à 9.000.000 Fb H.T.).


LEGENDE
eau glacée - aller
eau glacée - retour
circuit condenseur - aller
circuit condenseur - retour
C circulateur
CD condenseur
DM débitmètre
DMO débitmètre à zéro central
EV évaporateur
F filtre cyclonique
M manomètre
PA purgeur automatique
PM purge manuelle
TH thermomètre
BALLON TAMPON - RETOUR EAU GLACEE
BALLON TAMPON - ALLER EAU GLACEE
CIRCUIT EAU GLACEE
CIRCUIT EAU GLACEE
GF1
GF1
GF1
EV
CD
DMO
DM
Th
PA
PM
M
C
F
V

6.2 Climatisation d'une grande Surface dans un Centre Commercial à Liège

Projet :
Il s'agit d'un projet de climatisation d'un hypermarché réalisé en 1994.
Le bilan frigorifique montrait un besoin en froid de 700 kW, dont 150 kW proviennent du refroidissement des meubles frigorifiques et des chambres. Le restant, soit 550 kW, représentent les besoins de climatisation du bâtiment.

On a le choix entre
- soit une grande installation avec une circulation d'eau froide, un réseau de distribution d'eau glacée, des pompes et des batteries à eau glacée,
- soit une installation à détente directe.

L'investissement pour un réseau de distribution d'eau et des pompes glacée pour une surface de 10.000 m2 peut être estimée à 6.000.000 Frs. La consommation d'énergie pour les pompes, en service ± 2.000 heures par an, peut être estimée à 45.000 Frs/an. Les pertes provoquées par un double échange de température, réfrigérant <-> eau dans le "chiller" et eau <-> air dans le groupe, perdant 4 K, sont estimés à 250.000 Frs par année de fonctionnement.

Par contre, le réseau de tuyauteries frigorifiques pour distribuer le réfrigérant peut être estimé à 5.000.000 Frs.

Installation
Une installation à détente directe composée de plusieurs unités sera donc nettement moins chère à l'investissement et à l'exploitation. Pour une bonne distribution de l'air, on a implanté 4 groupes de climatisation en toiture. Chaque groupe a son propre réseau de gaines de pulsion. La gaine de reprise est un simple caisson, donnant directement dans le plénum de mélange de l'air neuf et de l'air repris. Les groupes se trouvent en toiture. Ils ont une puissance unitaire de 150 kW frigorifiques à une température de +27°C de l'air aspiré par la batterie de réfrigération, et à une température de +35 °C de l'air aspiré par le condenseur.
Ensemble, ils couvrent largement le besoin en froid.

Chacun de ces groupes est équipé d'un condenseur à air, d'une batterie à détente directe et de 4 compresseurs frigorifiques. Ces compresseurs sont mis en deux circuits de 75 kW, alimentés chacun par 2 compresseurs mis en cascade. De cette façon, on profite de l'entièreté du condenseur à air lors du fonctionnement à charge réduite. Le ΔT° est de 10 K en fonctionnement à charge réduite, et de 15 K à pleine charge. Les différentes machines sont verrouillées entre elles par un seul système de régulation et peuvent être mises en route séparément. La puissance peut donc être modulée par pas de 1/16ème de la capacité, et ceci sans pertes d'énergie, chaque compresseur fonctionnant soit à la moitié de la puissance, soit à pleine puissance. Les compresseurs frigorifiques sont du type hermétique à piston, équipés de vannes de type "rotalock" (vanne dévissable par simple tour de clef) facilitant l'accès à l'installation et de voyants d'huile. Les "scrolls", aussi hermétiques mais au rendement énergétique plus élevé, n'étaient disponibles que chez un seul fabriquant en 1994.

Le supplément en investissement pour scinder les circuits en 2 x 2 compresseurs est, selon l'offre, de 350.000 Frs. L'économie d'énergie par la régulation et l'avantage de l'entièreté du condenseur à charge réduite est estimé à 260.000 Frs, le retour à l'investissement est donc d'1,5 an (année de 2000 heures). Pour remplacer les 4 compresseurs hermétiques par un seul compresseur semi-hermétique, on aurait dû faire un investissement beaucoup plus important.

Pour permettre la régulation de la pression de condensation, les batteries de condensation sont équipées de 2 ventilateurs commandés par un pressostat. Pour éviter des problèmes de flash gaz, les batteries de condensation sont équipées d'une section de sous-refroidissement.

7. TENDANCES ACTUELLES POUR LES NOUVEAUX PROJETS

7.1 Dimensionnement des équipements

- Dans le cadre des nouveaux projets, un dimensionnement généreux des échangeurs (surface, écartement entre les ailettes, ...) permettra des écarts de température faibles entre le fluide frigorigène et l'eau glacée ou l'eau de condensation. L'écart T° de condensation - T° d'évaporation sera réduit d'autant, ainsi que la consommation d'énergie.

- Le dimensionnement du compresseur tiendra compte d'une éventuelle production de froid la nuit. L'utilisation en continu (jour et nuit) du compresseur en période de forte chaleur entraîne un meilleur dimensionnement nominal (sous-dimensionnement par rapport aux puissances de pointe). Non seulement peut-on accumuler du froid dans des bacs à glace, dans des ballons mais aussi dans la masse du bâtiment que l'on déchargera la nuit par une ventilation nocturne efficace.

En pratique, un ΔT° généreux pour le condenseur représente
- en réfrigération (5.000 heures de fonctionnement par an), de 10 à 11 K,
- en climatisation de confort (1.000 heures de fonctionnement par an), un ΔT° maximum de 15 K. Pour l'évaporateur, il est conseillé de ne pas dépasser un ΔT° de 10 K sauf pour des applications spéciales, le séchage par exemple.

7.2 Choix du compresseur

- La tendance actuelle est au développement des machines tournantes à mouvement non alternatif, compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques à came rotative, à spirale rotative scroll ou à vis.
  Les avantages portent sur une réduction des pièces mécaniques en mouvement et donc une plus grande fiabilité, une meilleure modulation de puissance, une plus grande longévité, ainsi que sur un niveau sonore nettement plus favorable.

- Le supplément de prix demandé par l'installation de plusieurs unités en cascade (centrale) ou d'unités avec un réglage fin de la production (turbocompresseurs et compresseurs à vis avec régulation de l'aspiration) est rapidement compensé par les économies d'énergie réalisées. Un surcroît d'investissement de 10 à 15% génère de 20 à 30% d'économie d'énergie.

  La modulation de puissance des compresseurs rotatifs s'opère par modification du débit de fluide frigorigène, soit en faisant varier la vitesse de rotation du compresseur, soit en régulant l'admission des gaz à l'aspiration. Le rendement énergétique est sensiblement conservé à charge partielle, ce qui constitue un avantage important. Pour la même raison que pour les compresseurs à pistons, la tendance est d'associer deux ou plusieurs compresseurs sur une même machine.

Type de compresseur	Plages de puissance (kW frigorifiques)	Remarques
Compresseurs à pistons		
Ouvert	quelques dizaines de kW à plus de 1000 kW	voir *
Semi-hermétique	quelques dizaines de kW à quelques centaines de kW (puissances moyennes)	voir *
Hermétiques	de quelques kW à plusieurs dizaines de kW	Régulation type 'marche/arrêt' commandée par thermostat d'ambiance ou sur circuit d'eau. Tendance actuelle : plusieurs compresseurs en "centrale"
Compresseurs à vis	de 100 à 1200 kW	Excellente fiabilité et longévité modulation de puissance très souple, sans dégradation du COP.
Compresseurs centrifuges (Turbo)	de (600) 1000 à 4000 kW	Modulation de puissance optimale limitée à 35%
Compresseurs scroll	de 3 à 40 kW	Modulation de puissance optimale, par variation de la vitesse de rotation ou par mise en "centrale"

* : Régulation par modification du débit de fluide frigorigène, soit par élimination de cylindres actifs, soit par réinjection des gaz chauds directement au refoulement à l'aspiration. Ce mode de régulation dégrade fortement le rendement énergétique du compresseur qu'il est bon d'utiliser à pleine charge.

Pour cette raison, la tendance est d'associer deux ou plusieurs compresseurs sur une même machine, ce qui accroît la sécurité et permet d'atteindre des puissances conséquentes, dépassant par exemple 1000 kW.

Dans la même collection :

Fascicules techniques
- Guide au dimensionnement des appareils de production d'eau chaude sanitaire
- Comment réagir à une situation d'urgence ?
- La surveillance des cuves à combustibles liquide enfouies dans le sol
- Comptabilité énergétique. Pourquoi ? Comment ?
- La signature énergétique. Interprétation
- La télégestion des petites chaufferies décentralisées
- Motiver à l'utilisation rationnelle de l'énergie
- Choisir une protection solaire
- Climatiser un local
- Les récupérateurs de chaleur
- Rénovation de l'éclairage
- Bureautique et énergie
- Gestion de la pointe quart horaire
- L'adaptation des pompes et des ventilateurs aux besoins
- Le réglage des courbes de chauffe
- La régulation du chauffage dans les établissements scolaires
- L'éclairage dans les écoles
- L'audit énergétique d'un établissement scolaire
- La régulation des installations frigorifiques en climatisation de bâtiments
- La ventilation à la demande

Fiches technico-commerciales
- Mesure de la consommation du fuel
- Types de vitrages
- Types de châssis

Etudes de cas
- Rénovation de chaufferie à la communauté scolaire Saint Benoît à Habay-la-Neuve
- Isolation thermique des toitures inclinées : cas de l'IATA
- Isolation thermique et étanchéité d'une toiture plate
- L'implication des occupants dans la gestion énergétique : un défi de taille !
- L'URE dans les hopitaux : 4 exemples
- Le cadastre énergétique des bâtiments, un outil pour définir les priorités d'intervention
- Plus qu'un pari sur les hommes de bonne volonté : le responsable énergie

Réalisation :
J. Dupuis
SECA-GEM
Rue de Praetere, 2-4 - 1000 Bruxelles

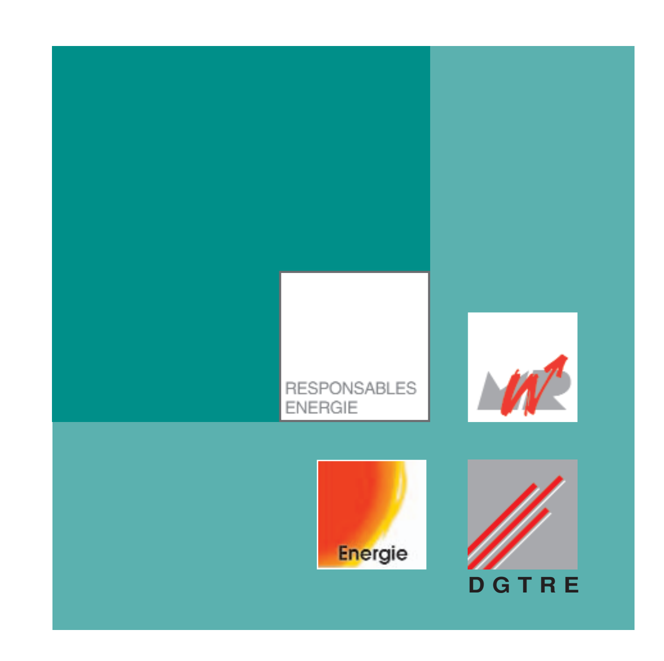
W. De Smet
Cool Consult
A. Van Bockxstaelestraat, 43 - 9050 Ledeberg

J. Claessens
Architecture et Climat
Université Catholique de Louvain
Place du Levant, 1 - 1348 Louvain-la-Neuve
Tél. : 010/47.21.42

Réalisé à l'initiative du Service de l'Energie de la Région Walonne

Editeur Responsable
Ministère de la Région Wallonne
DGTRE - Service de l'Energie
Avenue Prince de Liège, 7 - 5100 Jambes
Tél. : 081/32.12.11

Dépôt Légal : D/1998/5322/35



Mise en page et impression : NUANCE 4 · 5100 Naninne